



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ALEX FERNANDO SOUSA MORAES

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO E
VENTILAÇÃO PARA UM LABORATÓRIO LOCALIZADO EM SÃO LUIS**

São Luís - MA

2017



ALEX FERNANDO SOUSA MORAES

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO E
VENTILAÇÃO PARA UM LABORATÓRIO LOCALIZADO EM SÃO LUIS**

Projeto de monografia apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão – UEMA, como requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Msc. Valdirson Pereira Mendes

São Luís - MA

2017

SÃO LUIS/MA

Moraes, Alex Fernando Sousa.

Dimensionamento de um sistema de ar condicionado e ventilação para um laboratório localizado em São Luís/ Alex Fernando Sousa Moraes. – São Luís, 2017.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof.Msc. Valdirson Pereira Mendes.

1. Ar condicionado. 2. Ventilação. 3. Dimensionamento. I. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO

Trabalho de conclusão de curso

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO E
VENTILAÇÃO PARA UM LABORATORIO LOCALIZADO EM SÃO LUÍS**

Autor: Alex Fernando Sousa Moraes

Orientador: Prof. Msc. Valdirson Pereira Mendes

Monografia de Graduação defendida e aprovada em 06/11/2017 pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Waldemir Silva de Lima

1º examinador

Prof. Msc. Paulino Cutrim Martins

2º examinador

Prof. Msc. Valdirson Pereira Mendes
Orientador

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha família por sempre me dar o apoio necessário, agradeço ao professor Valdirson pelos conhecimentos passados, a toda a equipe da JKS Projetos pela confiança na realização dos projetos e aos amigos que sempre confiaram na minha capacidade.

EPÍGRAFE

“Acredite no seu sonho, insista. Falaram pra gente que não era possível, se começar foi fácil o difícil vai ser parar. Valeu a pena...”

Marcelo Falcão

RESUMO

O conforto térmico é diretamente ligado ao balanço térmico que um indivíduo mantém entre o ambiente. O trabalho apresenta o cálculo da carga térmica, dimensionamento de um sistema de dutos de ventilação e seleção dos equipamentos utilizados para um laboratório localizado em São Luís, MA. Sendo assim serão calculadas as cargas térmicas dos recintos, volume de ar exterior insuflado, dimensionamento dos dutos de ventilação e perda de carga nos dutos de insuflação.

Palavras-chave: Ar condicionado, ventilação, dimensionamento.

ABSTRACT

The thermal comfort is directly connected to the thermal balance that an individual maintains between the environment. The work presents the calculation of the thermal load, design of a ventilation duct system and selection of the equipment used for a laboratory located in São Luís, MA. Thus, the thermal loads of the enclosures, the volume of outside air inflated the dimensioning of the ventilation ducts and the loss of load in the insufflation ducts.

Key words: Air conditioning, ventilation, sizing.

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANVISA	Agencia Nacional de Vigilância Sanitária
ASHRAE Conditioning Engineers	American Society of Heating, Refrigerating and Air-
CIBSE	Chartered Institution of Building Services Engineers
VRF	Fluxo de Gás Refrigerante Variável
HVAC	Heating Ventilation and Air Conditioning
NBR	Norma Brasileira

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Carga térmica na estrutura de uma edificação	19
Figura 2– Transmissão do calor solar atrás do vidro	22
Figura 3– Perda de carga em dutos retos.....	30
Figura 4– Perdas de pressão dinâmica	32
Figura 5– Vista da Fachada	36
Figura 6– Planta Baixa.....	37
Figura 7– Corte na estrutura	37
Figura 8-Interface de definição das características termofísicas	39
Figura 9-Interface de definição das cargas de iluminação.....	41
Figura 10-Interface de definição das cargas geradas por pessoas.....	43
Figura 11-Interface de definição das cargas geradas por equipamentos.....	44
Figura 12-Interface de definição do ar de renovação.....	45
Figura 13-Interface de definição dos valores de infiltração.....	46
Figura 14-Maquete eletrônica da simulação.....	48
Figura 15-Split cassete SkyAir.....	51
Figura 16-Posição das evaporadoras e difusores.....	51
Figura 17-Posição das evaporadoras	51
Figura 18-Posição das condensadoras	52
Figura 19-Seleção das evaporadoras tipo Cassete e condensadora utilizada.....	53
Figura 20-Seleção das evaporadoras tipo Split e condensadora utilizada.....	54
Figura 21-Difusor Ventidec	55
Figura 22-Ventilador de insuflação MixVent.....	56
Figura 23-Sistema de ventilação V.1	57
Figura 24-Especificação perda de carga mixvent.....	61
Figura 25-Especificação do modelo selecionado	62
Figura 26-Sistema de ventilação V.2	64
Figura 27-Especificação perda de carga mixvent.....	68
Figura 28-Especificação do modelo selecionado	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições externas adotadas	35
Tabela 2 – Condições internas adotadas	36
Tabela 3-Propriedades físicas das paredes	38
Tabela 4-Propriedades físicas da base	38
Tabela 5-Propriedades físicas da laje	38
Tabela 6-Propriedades físicas da telha	39
Tabela 7-Potência da iluminação	40
Tabela 8- Taxa de ocupação	41
Tabela 9-Calor liberado por pessoas	42
Tabela 10-Calor liberado por equipamentos	43
Tabela 11-Vazão de ar de renovação nos ambientes	45
Tabela 12- Infiltração por frestas.....	46
Tabela 13-Cargas térmicas para os cômodos	48
Tabela 14-Vazão de ar de insuflamento para refrigeração	49
Tabela 15-Bitolas dos equipamentos utilizados no sistema V.1.....	56
Tabela 16-Vazão de ar para o sistema V.1	56
Tabela 17-Dimensionamento do duto principal.....	58
Tabela 18-Dimensões dos ramais	58
Tabela 19-Perda de carga no trecho mais longo	59
Tabela 20-Perda de carga nos elementos	60
Tabela 21-Cálculo da perda na rede.....	60
Tabela 22-Bitola dos equipamentos utilizados no sistema V.2	63
Tabela 23-Vazão de ar para o sistema V.2.....	63
Tabela 24-Dimensionamento do duto principal.....	65
Tabela 25-Dimensões dos ramais	65
Tabela 26-Perda de carga no trecho mais longo	66
Tabela 27-Perda de carga nos elementos	66
Tabela 28-Calculo da perda na rede.....	67

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
2 OBJETIVOS	16
2.1 Geral:	16
2.2 Específico:	16
3 REVISÃO DE LITERATURA.....	17
3.1 Carga Térmica em climatização	17
3.2 Carga térmica de resfriamento	17
3.2.1 Cargas externas	19
3.2.2 Carga por Condução	20
3.2.3 Carga devido à insolação	21
3.2.3.1 Carga devido a Transmissão de Calor do Sol através de superfícies transparentes	22
3.2.4 Carga devido a pessoas – Calor sensível e Latente.	23
3.2.5 Carga térmica devido aos equipamentos	23
3.2.6 Carga térmica devido à iluminação	23
3.2.7 Carga térmica devida ao ar externo de ventilação.....	24
3.2.7.1 Calor sensível resultante do ar externo	24
3.2.7.2 Calor Latente resultante do ar externo	25
3.8 Dutos	26
3.8.1 Classificação dos dutos	26
3.8.2 Equação do fluxo de Ar	27
3.8.3 Conceito de Pressão estática e dinâmica.....	27
3.8.4 Perda de Pressão no duto.....	28
3.8.5 Perdas de Pressão Estática (P_e)	28
3.8.6 Perdas de Pressão Dinâmica (P_v).....	31

3.8.7 Perdas nas conexões.	31
4 MATERIAL E MÉTODOS	34
4.1 Metodologia	34
4.2 Condições Externas	35
4.3 Condições Internas	35
4.4. Condições arquitetônicas	36
4.5. Iluminação	40
4.6. Ocupação humana	41
4.7 Equipamentos Elétricos.....	43
4.8 Vazão de ar exterior.....	44
4.9 Método de Dimensionamento dos Dutos	46
4.10 O programa simulador empregado	47
5 Resultados	48
5.1 Calor sensível e total de ar de insuflamento	48
5.2 Seleção e posicionamento das evaporadoras e condensadoras.....	50
5.3 Dimensionamentos dos dutos de ventilação e seleção dos ventiladores de insuflação	55
5.3.1 Sistema V.1.....	56
5.3.1.1 Dimensionamento dos dutos do sistema V.1	56
5.3.1.2 Perda de Carga do sistema V.1	59
5.3.2 Sistema V2	63
5.3.2.1 Dimensionamento dos dutos do sistema V.2.....	63
5.3.2.2 Perda de carga do sistema V.2.....	66
6 Discussão	70
7 Conclusão	72
Propostas de trabalhos futuros.....	73
REFERENCIAS.....	74

ANEXOS	76
--------------	----

1 INTRODUÇÃO

A preocupação com a economia de energia é cada vez maior e os sistemas de condicionamento de ar são o grande alvo quando se visa reduzir o consumo em uma construção. Ela se torna ainda mais relevante em uma cidade como São Luís, quente e úmida o ano todo, onde os sistemas de ar condicionado são indispensáveis e funcionam exaustivamente a fim de atender a carga térmica do ambiente e assim gerar o conforto térmico desejado.

Foi assim que mediante a preocupação com o desperdício a diretoria do laboratório requisitou um projeto cujo objetivo é dimensionar um sistema de ar condicionado e ventilação eficaz e que atenda as normas de qualidade do ar vigentes no país.

Assim pretende-se tomar como estrutura física este laboratório, para através do mesmo realizar o cálculo da carga térmica com a utilização de softwares, em seguida dimensionar os dutos e posteriormente realizar a seleção dos equipamentos utilizados.

2 OBJETIVOS

2.1 Geral:

Nesse projeto será realizado o dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar e ventilação de pequeno/médio porte para um laboratório a ser construído em São Luís, utilizando o software IESVE para o cálculo da carga térmica, para posteriormente realizar o dimensionamento dos dutos de ventilação.

2.2 Especifico:

- Identificar os parâmetros a serem levados em consideração para o cálculo da carga térmica;
- Cálculo da carga térmica nos ambientes;
- Dimensionamento dos dutos de ventilação;
- Determinar os equipamentos a serem utilizados.

3 REVISÃO DE LITERATURA

3.1 Carga Térmica em climatização

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, que deve ser retirada (resfriamento) ou colocada (aquecimento) no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas ou manter as condições ambientes adequadas para a conservação de um produto ou para realização de um processo de fabricação. (MATOS,2015, pag. 48)

O conhecimento da carga térmica é básico para:

- Dimensionar a instalação;
- Selecionar equipamentos;
- Avaliar o funcionamento de equipamentos existentes ou a serem adquiridos;
- Avaliar as alterações necessárias ao sistema que beneficia o ambiente, cuja finalidade venha ser alterada.

3.2 Carga térmica de resfriamento

Segundo Matos (2015), a carga térmica varia com o tempo, pois os fatores que nela influem: temperatura externa, insolação, número de pessoas, etc., variam ao longo do dia.

O ganho de calor que é transmitido para o ambiente é devido aos seguintes fatores:

- Radiação solar através de superfícies transparentes tais como vidros das janelas;
- Condução de calor através das paredes externas e telhados;
- Condução de calor através das paredes internas, divisórias, tetos e pisos;
- Calor gerado dentro do ambiente pelos ocupantes, luzes, equipamentos, desenvolvimento de processos ou qualquer outra fonte geradora de calor;
- Calor proveniente da ventilação (ar exterior) e infiltração de ar exterior;
- Calor gerado por outras fontes.

Os tipos de ganho de calor são sensíveis e latentes. A seleção correta do equipamento para umidificação ou desumidificação e resfriamento é feita levando-se em consideração os valores de calor sensível e latente.

O ganho de calor sensível é o ganho de calor de um determinado ambiente devido à transmissão por radiação, condução ou convecção, ou devido ainda a estas formas simultaneamente.

Quando a umidade é adicionada ao ambiente, como por exemplo, pelo vapor d'água liberado pelas pessoas, há uma quantidade de energia associada com esta umidade, que precisa ser considerada.

Neste caso se a umidade precisa ser mantida constante no ambiente, então o vapor d'água que precisa ser condensado no equipamento é igual ao valor que é produzido no ambiente. A quantidade de energia necessária para fazer isto é essencialmente igual ao produto da taxa de condensação por hora e o calor latente de condensação. Este produto é chamado ganho de calor latente.

A carga de calor sensível de resfriamento é definida como a quantidade de calor que precisa ser removida do ambiente para que a temperatura do recinto seja constante.

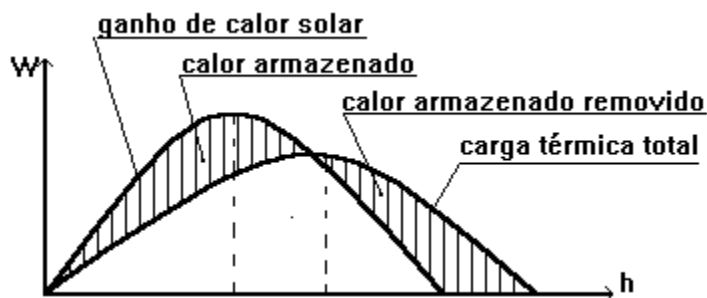
O projeto do sistema de ar condicionado requer a determinação do ganho de calor sensível e latente do ambiente e o ganho de calor total, sensível mais latente e do ar exterior usado para ventilação (renovação de ar).

A soma de todos os ganhos de calor sensível instantâneo, em um determinado momento não é necessariamente igual à carga de calor sensível de resfriamento do ambiente para aquele momento.

A carga latente, a ser considerada, entretanto, é essencialmente a carga latente instantânea de resfriamento. Há que distinguir, o ganho de calor instantâneo e o ganho de calor da estrutura (Figura 01), ou seja, quando o sol começa a incidir sobre uma parede, não quer dizer que a quantidade de calor ganho pelo ar da sala aumenta imediatamente; para o efeito da insolação se tornar carga do calor do ar, é necessário que, primeiramente, a parede se aqueça. Isto leva certo tempo, dependendo das dimensões e composição da parede. Já, por exemplo, o calor transmitido por uma pessoa dentro do recinto, para o ar é uma carga, praticamente instantânea. Levanta imediatamente a temperatura do ar e a sua umidade.

Para a energia radiante se transformar em carga sensível do ar, tem antes que ser absorvida por uma superfície sólida, que depois cede ao ar por convecção.

Figura 1 - Carga térmica na estrutura de uma edificação



Fonte: Hédio Creder

Após a estimativa da hora e mês do pico solar de cada ambiente e zonas, deverá ser determinado o maior ganho de calor simultâneo de todo o sistema.

A determinação da carga térmica de pico ou carga de pico será função do ganho de calor através das paredes externas, vidros e telhados.

A maioria das edificações com uma ou mais faces expostas ao exterior apresentam a carga de pico entre 10 h e 17 h, no caso da cidade de São Luís/MA, esse pico se dá às 11h30min. (Matos, 2015, pág. 49)

As parcelas que compõem o cálculo da carga térmica são:

- Cargas externas;
- Cargas internas;
- Carga de ventilação externa

3.2.1 Cargas externas

As cargas externas são aquelas geradas no exterior do prédio, por insolação através de uma janela, pela diferença de temperatura exterior/interior através de parede externa e pela admissão ou infiltração de ar externo (PENA, 2002).

Segundo Matos (2015) as cargas de calor sensível resultando das condições externas são:

- O efeito combinado da temperatura do ar exterior e a incidência da radiação solar que causa um fluxo de calor através das paredes externas e coberturas;

- A temperatura dos espaços adjacentes ocasionando um fluxo de calor para o espaço condicionado ou dele retirando calor;
- Ganho de calor solar, devido à radiação direta ou indireta (difusa), através dos vidros e portas.

Para o cálculo da carga externa, as seguintes informações são necessárias:

- Orientação e dimensões dos ambientes da edificação;
- Características dos materiais do piso, paredes, teto, forro falso e vidros das janelas e portas;
- Tamanho e utilização do espaço a ser condicionado;
- Condições externas do meio ambiente e condições dos ambientes adjacentes.

3.2.2 Carga por Condução

Pena (2002) descreve este ganho “como proporcional a área, ao coeficiente de transmissão global de calor do elemento construtivo e ao diferencial de temperaturas”, porém, para o caso de vidros e janelas externas em paredes não isoladas, utiliza-se o diferencial de temperatura externa/interna; e, no caso de paredes internas, como divisórias, forros e pisos, utiliza-se o diferencial de temperatura dos ambientes. (MATOS,2015)

A transmissão de calor por condução e por unidade de tempo, para materiais homogêneos, paredes planas e paralelas é:

$$q_s = \frac{A \times k \times \Delta T}{e} \quad (1)$$

Onde:

q_s = carga devido a condução, W;

A = área da superfície normal ao fluxo, m²;

k = Coeficiente de condutividade térmica do material, W/m°C;

ΔT = diferença de temperatura entre as duas superfícies ou meios, °C;

e = espessura do material, m.

Mas, quando se usam vários materiais nas paredes e coberturas que separam os ambientes, utilizam-se as resistências de cada material que opõe-se ao fluxo. Tais resistências são os inversos das condutividades e condutâncias dos materiais. Os valores dos coeficientes de condutividade, k são dados na NBR 15220 – Tabela B.3 (anexo A).

$$R = \frac{e}{k} \quad (2)$$

Resistências essas que são somadas para que se possa encontrar o coeficiente global de transmissão de calor:

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (3)$$

Onde:

U = é o coeficiente global de transmissão de calor, $W/m^2°C$;

R_T = é a soma das resistências térmicas ($R_T = R_1 + R_2 + \dots + R_n$).

Sendo assim, a equação de condução de calor pode ser reescrita em uma nova equação para paredes com vários materiais:

$$q_s = A \times U \times \Delta T \quad (4)$$

3.2.3 Carga devido à insolação

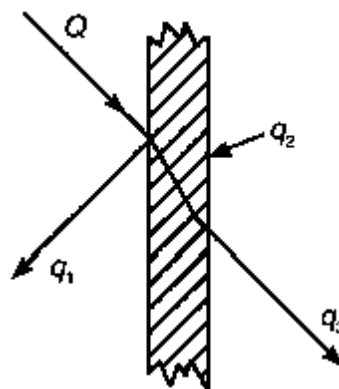
A mais poderosa energia que a superfície da Terra recebe do universo é a energia solar, que já está sendo aproveitada pelo homem como fonte térmica. Essa energia é, quase sempre, a responsável pela maior parcela da carga térmica nos cálculos do ar condicionado, em geral como radiação e convecção. (Creder, Hélio 2004)

3.2.3.1 Carga devido a Transmissão de Calor do Sol através de superfícies transparentes

A energia oriunda do sol que incide sobre uma superfície transparente subdivide-se em três partes:

- Uma que é refletida (q_1)
- Uma que é absorvida pelo vidro (q_2)
- Uma que atravessa o vidro (q_3)

Figura 2– Transmissão do calor solar atrás do vidro



Fonte: Hélio Creder 2004, pag 93

A parcela q_3 (que penetra no recinto) que nos interessa para o cálculo da carga, e pode ser calculada através da seguinte equação. (Creder, Hélio 2004)

$$q_s = A \times I \quad (5)$$

Onde:

q_s = carga devida à insolação, W;

A = área de exposição, m²;

I = Intensidade de radiação.

3.2.4 Carga devido a pessoas – Calor sensível e Latente.

Todo ser humano emite uma carga de calor sensível e latente, essa liberação depende da atividade em que o corpo se encontra. A tabela C.1 da NBR 16401-1 (anexo B) mostra os valores em função da temperatura e da atividade. (PENA, 2002; MATOS, 2015)

3.2.5 Carga térmica devido aos equipamentos

Os motores elétricos dentro do rescindo ou em qualquer ponto do fluxo de ar, adicionam carga térmica ao sistema e essa carga térmica precisa ser retirada pelo equipamento frigorígeno. A tabela C.3 a C.5 da NBR 16401 (anexo C) entrega os valores de calor dissipado por essas fontes. (Creder, Hélio 2004)

3.2.6 Carga térmica devido à iluminação

A energia consumida pelas lâmpadas é quase totalmente transformada em carga térmica no ar do recinto, para a iluminação incandescente temos:

$$q_s = P \quad (6)$$

Onde:

q_s = ganho de calor devido à iluminação, W;

P = potência das lâmpadas, W.

A iluminação fluorescente necessita de um equipamento adicional para prover a tensão necessária à partida e, após esta, a limitação de corrente. Esse equipamento é o reator, que adiciona cerca de 20% a 40% de carga, quando na instalação só se dispõe de reatores duplos e de alto fator de potência, pode-se reduzir essa carga adicional.

Deve-se levar em conta, no cálculo da carga térmica, que nem sempre todas as lâmpadas estão ligadas na hora que se tomou por base para o cálculo, geralmente na hora em

que a carga térmica de insolação é máxima, muitas lâmpadas podem estar desligadas. A tabela 10 da NBR 6401 (anexo D) entrega esses valores.

3.2.7 Carga térmica devida ao ar externo de ventilação

A introdução de ar externo de ventilação nos ambientes é necessária para diluir os odores produzidos nos mesmos. As fontes mais comuns de contaminação do ar ambiente são: os odores emitidos pelas pessoas, fumaça de cigarros, os odores dos alimentos, etc. Este ar introduz carga de calor latente no recinto, neste caso utilizaremos a 2ª Portaria da ANVISA nº 3523/98, que diz que o ar de renovação é de 27m³/h / pessoa, para manter uma boa qualidade do ar interior. Também podemos também utilizar a NBR 16401-3 tabela 1 (anexo E) que diz que, a vazão eficaz de ar exterior V_{ef} é constituída pela soma de duas partes: a vazão relacionada às pessoas e a vazão relacionada à área ocupada. É calculada pela equação:

$$V_{ef} = P_z \times F_p + A_z \times F_a \quad (7)$$

Onde:

V_{ef} = vazão eficaz de ar exterior, L/s;

F_p = vazão por pessoa, L/s /pessoa;

F_a = vazão por área útil ocupada, L/s /m²;

P_z = número máximo de pessoas na zona de ventilação;

A_z = área ocupada pelas pessoas, m².

3.2.7.1 Calor sensível resultante do ar externo

O ar introduzido no recinto constitui uma grande parte da carga total do espaço condicionado.

A troca de ar aumenta a carga térmica de um edifício de vários modos. Em primeiro lugar, o ar que entra deve ser aquecido ou arrefecido a partir da temperatura do ar exterior

para a temperatura do ar interior ou de fornecimento. A taxa de consumo de energia por este aquecimento ou arrefecimento sensível é dada por:

$$q_s = Q \times \rho \times c_p \times \Delta T \quad (8)$$

Onde:

q_s = calor sensível devido ao ar externo, (W);

ρ = densidade do ar em kg/m³ (cerca de 1,2 em/ou perto do nível do mar);

c_p = calor específico do ar seco, J/kg °C (cerca de 1000);

Q = vazão de ar externo, m³/s;

ΔT = diferença de temperatura entre interior e exterior, °C.

Ou perto do nível do mar, com um ajuste da umidade do ar para uma sala típica, esta equação é comumente apresentada para o projeto usar como:

$$q_s = 1230 \times Q \times \Delta T \quad (9)$$

3.2.7.2 Calor Latente resultante do ar externo

A troca de ar também modifica o teor de humidade do ar num edifício. A taxa de consumo de energia associado com estas cargas latentes (desprezando a energia associada com qualquer condensado) é dada por:

$$q_l = Q \times \rho \times \Delta W \times (2501 + 1,805T) \quad (10)$$

Onde:

q_l = calor latente, kW;

ρ = densidade do ar, kg/m³

Q = vazão de ar externo, m³/s;

ΔW = diferença da relação de umidade entre interior e exterior, massa de água/unidade de massa de ar seco, kg/kg;

T = média das temperaturas interna e externa, °C.

3.8 Dutos

Dutos são condutores de ar que permitem sua circulação desde o ventilador até os pontos de insuflamento, bem como o retorno.

O normal é a existência de recirculação do ar, isto é, uma vez circulado no ambiente, o ar retorna a máquina, isso representa economia na instalação. Em casos especiais, como salas de operações dos hospitais, locais de emanações poluidoras etc., não será conveniente o retorno do ar a máquina. (HELIO CREDER, 2014, p 138)

A distribuição do ar nos diversos ambientes é realizada através de tubulações fabricadas de chapas metálicas ou outros materiais (menos comum) e são denominadas de rede de dutos ou sistemas de dutos.

Há três métodos de dimensionamento de dutos sendo eles:

- Método da velocidade
- Método de igual perda de carga
- Método da recuperação estática

3.8.1 Classificação dos dutos

Os dutos são classificados pela pressão e velocidade do interior do duto.

Quanto à baixa velocidade:

- Baixa velocidade ou convencional: até 762 MPM
- Alta velocidade: Acima de 762 MPM

Quanto à pressão:

- Baixa Pressão - Ventilador classe 1: até 95,25 mm C.A
- Média Pressão - Ventilador classe 2: de 95,25 até 171,45 mm C.A
- Alta Pressão – Ventilador Classe 3: 171,45 até 311,15 mm C.A

Para o dimensionamento da rede de dutos devem-se levar em consideração diversos fatores como a velocidade do ar nos dutos, volume do ar distribuído e a resistência a ser

vencida. A tabela 13 da NBR 6401(anexo F) lista as velocidades recomendadas e máximas para dutos e equipamento de baixa pressão.

3.8.2 Equação do fluxo de Ar

A vazão de ar e a velocidade estão relacionadas através da seguinte equação:

$$Q = A \times v \quad (11)$$

Onde:

Q = vazão de ar, m³/s;

A = área da seção transversal do duto, m²;

v = velocidade do ar, m/s.

3.8.3 Conceito de Pressão estática e dinâmica.

O ar exerce uma pressão na parede dos dutos, que também acontece pelo seu deslocamento. Em um sistema de dutos devem se considerar as seguintes pressões.

Pressão Estática – É a pressão que o ar exerce nas paredes das redes de dutos, independente da velocidade do ar.

Pressão Dinâmica – Esta pressão é o resultado da movimentação do ar, sempre exercida na direção do fluxo. Onde é regida pela seguinte equação. (Creder, Hélio 2004)

$$P_v = \frac{1}{2} \rho \times v^2 \quad (12)$$

Onde:

P_v = pressão dinâmica, Pa;

v = velocidade do escoamento, m/s.

3.8.4 Perda de Pressão no duto

O ar que escoar na rede de dutos encontra resistência provocada pela turbulência e atrito. As perdas por atrito são ocasionadas pelo contato do ar com a superfície do duto. As perdas dinâmicas resultam da mudança de direção e velocidade do duto e também da turbulência. O conjunto das perdas por atrito e perdas dinâmicas denomina-se perda de pressão no duto. (Creder, Hélio 2004)

3.8.5 Perdas de Pressão Estática (P_e)

Esta perda é causada pelo atrito do ar com a superfície do duto. O ar como tem propriedades parecidas com a água se tratando das perdas citadas, ou seja, quanto maior a vazão de ar, maior a perda por atrito que ocorrem ao longo do duto. Essas perdas podem ser calculadas utilizando a equação de Darcy-Weisbach: (Creder, Hélio 2004)

$$\Delta p_e = \frac{1000fL}{D} \times \frac{\rho v^2}{2} \quad (13)$$

Onde:

Δp_e = perdas por atrito, Pa;

f = fator de atrito, adimensional;

L = comprimento do duto, m;

D = diâmetro do duto, mm;

ρ = densidade, kg/m³;

v = velocidade, m/s.

Onde f pode ser calculado de acordo com o tipo de escoamento:

Para escoamento laminar, Equação de Poiseuille:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (14)$$

Para escoamento turbulento, Equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (15)$$

Eq. Valida para $10^{-6} < \varepsilon/D < 10^{-2}$ e $5000 < Re < 10^8$

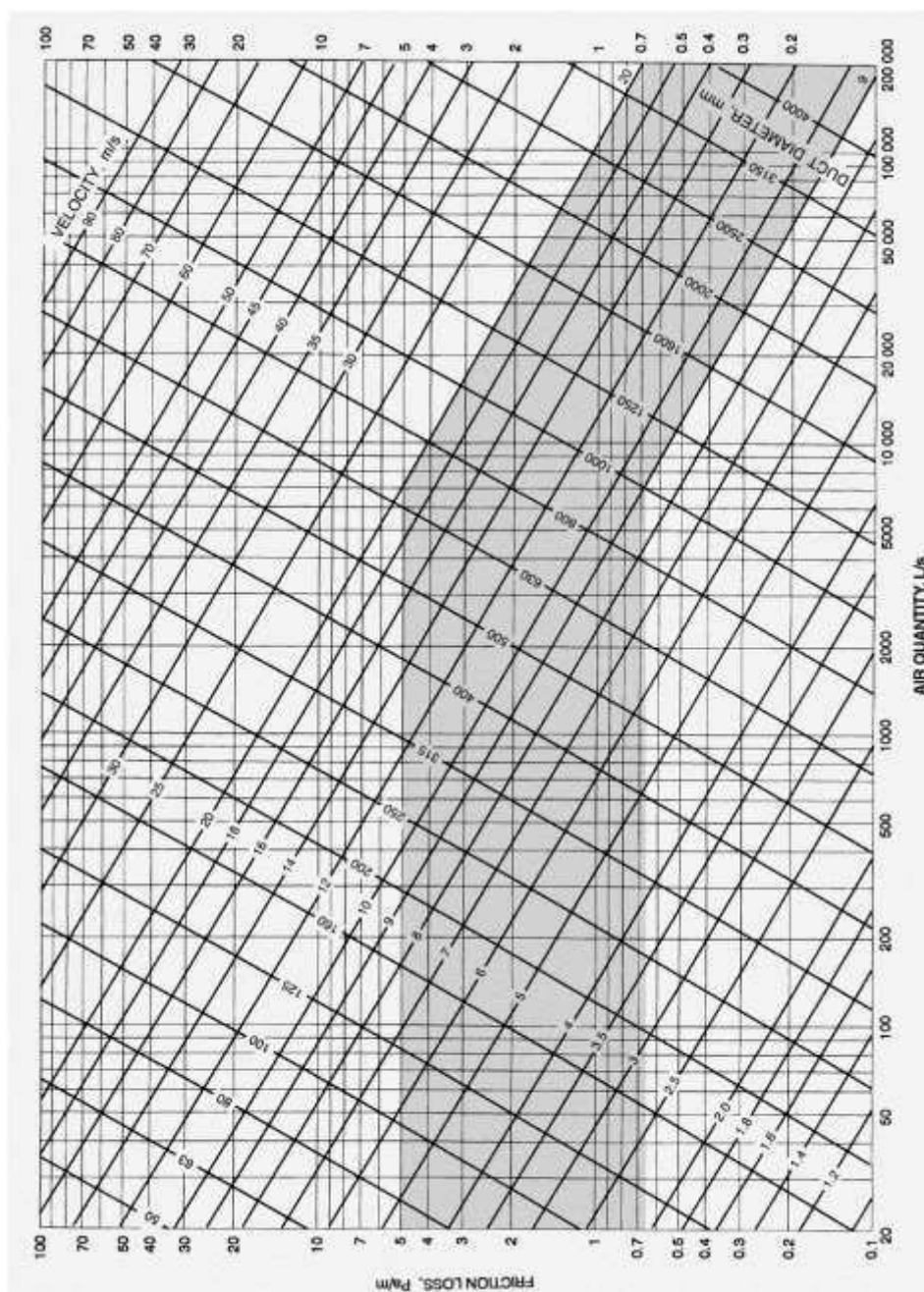
Onde:

Re = Número de Reynolds;

ε = fator de rugosidade absoluto do duto, mm

A perda de carga também pode ser calculada utilizando a figura 3 abaixo:

Figura 3– Perda de carga em dutos retos



Fonte: ASHRAE 2009, cap. 21

3.8.6 Perdas de Pressão Dinâmica (P_v)

Para cada velocidade existe uma determinada pressão dinâmica, logo, quanto maior a velocidade maior será a pressão dinâmica, essas perdas são mostradas na figura 4. A fórmula da pressão dinâmica é baseada na formula da vazão de ar padrão. (Creder, Hélio 2004)

$$v = 242,4\sqrt{P_v} \quad (16)$$

Onde:

v = velocidade, MPM;

P_v = pressão dinâmica, mmC.A.

Ou, pela equação 12:

$$P_v = \rho \times \frac{v^2}{2}$$

Onde:

v = velocidade, m/s;

P_v = pressão dinâmica, Pa.

Essas perdas de pressão dinâmica são ocasionadas pelas transições nos dutos, como por exemplo, contrações, expansões, junções, cotovelos e etc.

3.8.7 Perdas nas conexões.

Para realizar o cálculo da perda total nos elementos na seção determinada usa-se:

$$\Delta p = c \times P_v \quad (17)$$

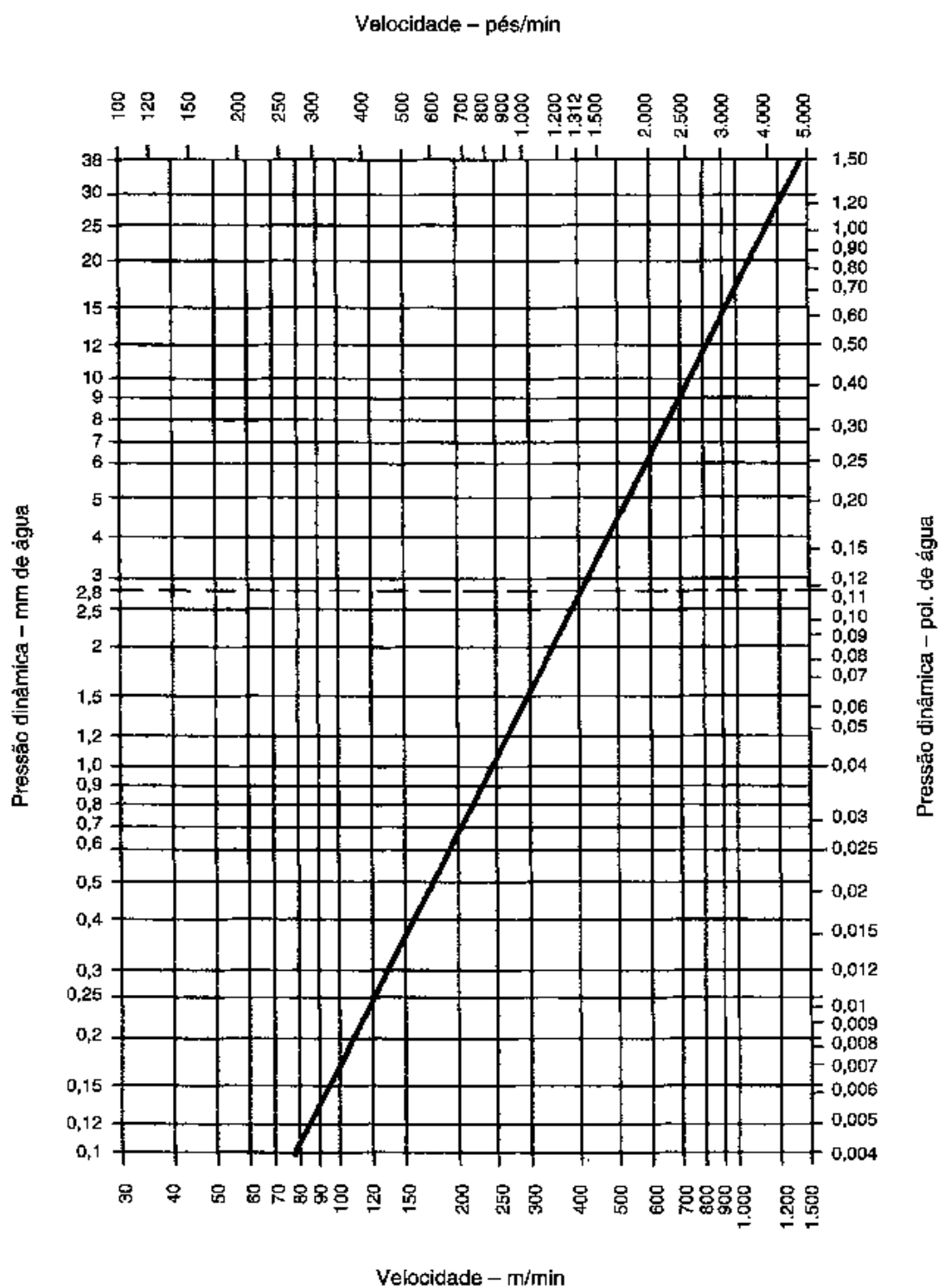
Onde:

Δp = perda de pressão total, Pa;

c = coeficiente de perda de carga;

P_v = pressão dinâmica, Pa.

Figura 4– Perdas de pressão dinâmica



Fonte: HELIO CREDER, 2004, p.145

Os valores do coeficiente de perda de carga, c , para diferentes tipos de elementos podem ser analisados no anexo G.

4 MATERIAL E MÉTODOS

4.1 Metodologia

A primeira etapa para o dimensionamento de um sistema de ar condicionado é o cálculo da carga térmica máxima, ou seja, é a potência necessária para retirar o calor do ambiente, dando assim as condições de conforto necessárias aos ocupantes. O cálculo é realizado hora por hora de cada dia do ano, ou mês mais quente do ano, com informações obtidas pela arquitetura como, área dos cômodos, fontes internas de calor, infiltrações, taxa de ocupação no recinto, materiais que compõem paredes, janelas, lajes e ar de renovação já que essas são variáveis que influenciam no fluxo de calor do ambiente e inércia térmica da estrutura.

Além dos dados fornecidos pela arquitetura devemos considerar a localização geográfica do empreendimento e os dados climáticos da região. Dados como longitude e latitude são imprescindíveis, já que a determina a quantidade de radiação solar que será absorvida pela estrutura, como janelas, telhados e paredes. A NBR 16401 informa as condições externas para as principais cidades do Brasil baseando-se em dados aeroportuários, para esse trabalho utilizaremos os dados mais recentes obtidos para o Aeroporto de São Luís.

De acordo com a NBR 16401, exceto para sistemas muito simples é inviável realizar o cálculo da carga térmica sem o auxílio de computador, já engloba diversas fontes de calor em horários e regimes diferentes, como as já citadas, taxas de ocupação nos recintos, calor dissipado pelos equipamentos e iluminação e infiltração de ar. Sendo assim o cálculo será realizado com o auxílio de um software a ser tratado adiante.

No quesito ventilação segundo a ASHRAE, caracteriza-se como o processo de inserir ou retirar ar de forma mecânica ou naturalmente de um ambiente fechado, sendo o ar tratado ou não. Logo o processo de ventilação tem como objetivo garantir as condições mínimas de salubridade e saúde para os ocupantes dos recintos, mantendo o nível de pureza do ar e suas características, para esse projeto por se tratar de um sistema pequeno utilizará para o dimensionamento dos dutos de ventilação o método da velocidade que consiste em arbitrariamente fixar uma velocidade ao ventilador e assim calcular o diâmetro dos dutos, segundo (Creder, Hélio).

4.2 Condições Externas

As condições externas da região, como temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, altitude e longitude e pressão atmosférica devem ser conhecidos para o correto cálculo da carga térmica. Logo serão utilizados os dados para São Luís encontrado na NBR 16401-1.

Tabela 1 – Condições externas adotadas

Temperatura de Bulbo Seco	34,1°C
Temperatura de Bulbo Úmido	27,2°C
Altitude	53m
Pressão Atmosférica	100,69kPa
Latitude	2,6S
Longitude	44,23W

Fonte: NBR 16401-1, tabela A.4, pág. 33.

4.3 Condições Internas

As condições de conforto dos ambientes condicionados usadas para o dimensionamento do sistema, atenderão a ABNT NBR 16401-2, que trata de parâmetros de conforto térmico. A norma recomenda que no verão a temperatura interna esteja entre 22.5°C a 26°C e umidade relativa de 35% a 65%, variando de acordo com as condições de conforto necessária para cada tipo de ambiente, considerando a vestimenta típica dos ocupantes, a atividade física que estes estarão realizando, e considerando ainda o índice máximo de pessoas não satisfeitas. Assim, as condições internas adotadas neste projeto estão demonstradas na tabela 2:

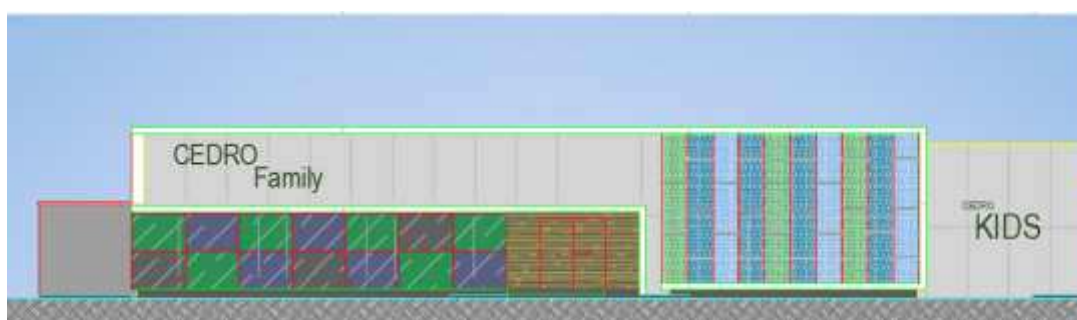
Tabela 2 – Condições internas adotadas

TBS (°C)	UR(%)
23	60

4.4. Condições arquitetônicas

Os dados de arquitetura do projeto foram obtidos através das plantas em *Autocad*, pois a planta baixa, figura 6, e cortes representada na figura 7 são necessários para a realização das medições na estrutura. Trata-se de um laboratório a ser construído, possui um pavimento, conforme as ilustrações abaixo. Todos os ambientes serão considerados condicionados, exceto corredores, fraldário e banheiros que terão apenas ventilação natural pelas janelas. A orientação da fachada também está contida na figura 6 já que esta é de suma importância para o cálculo da carga térmica. A incidência da radiação solar nas paredes e tetos também nas janelas resulta em aumento do ganho de calor do ambiente, de acordo com os materiais e construção das estruturas. Um mesmo ambiente pode ter cargas térmicas diferentes dependendo de sua posição geográfica.

Figura 5– Vista da Fachada



Fonte: Autor

Tabela 3-Propriedades físicas das paredes

Camada	C(kJ/Kg°C)	K(W/m°C)	e(mm)	ρ(Kg/m³)
Concreto	1,0	1,40	170	1900
Cerâmica	0,83	0,85	12,5	1300

Fonte: Autor

Foram inseridas as informações no software na ordem correta para o cálculo da inércia térmica e fluxo de calor das paredes, de fora para dentro.

O piso foi informado pela arquitetura como base concretada com 170 mm e piso mármore de 20 mm.

Tabela 4-Propriedades físicas da base

Camada	C(kJ/Kg°C)	K(W/m°C)	e(mm)	ρ(Kg/m³)
Concreto	1,0	1,40	170	1900
Mármore	0,84	2,90	20	800

Fonte: Autor

Onde, também foram inseridas as informações na ordem correta para o cálculo da inércia térmica e fluxo de calor, de fora para dentro.

A laje foi considerada como concreto com espessura de 150 mm, espaço de ar de 170 mm e 30 mm de gesso.

Tabela 5-Propriedades físicas da laje

Camada	C(kJ/Kg°C)	K(W/m°C)	e(mm)	ρ(Kg/m³)
Concreto	1,0	1,40	150	1900
Ar	1,0	0,03	170	1,201
Gesso	0,84	0,35	30	800

Fonte: Autor

A cobertura é feita por telhas de barro, cujas propriedades são:

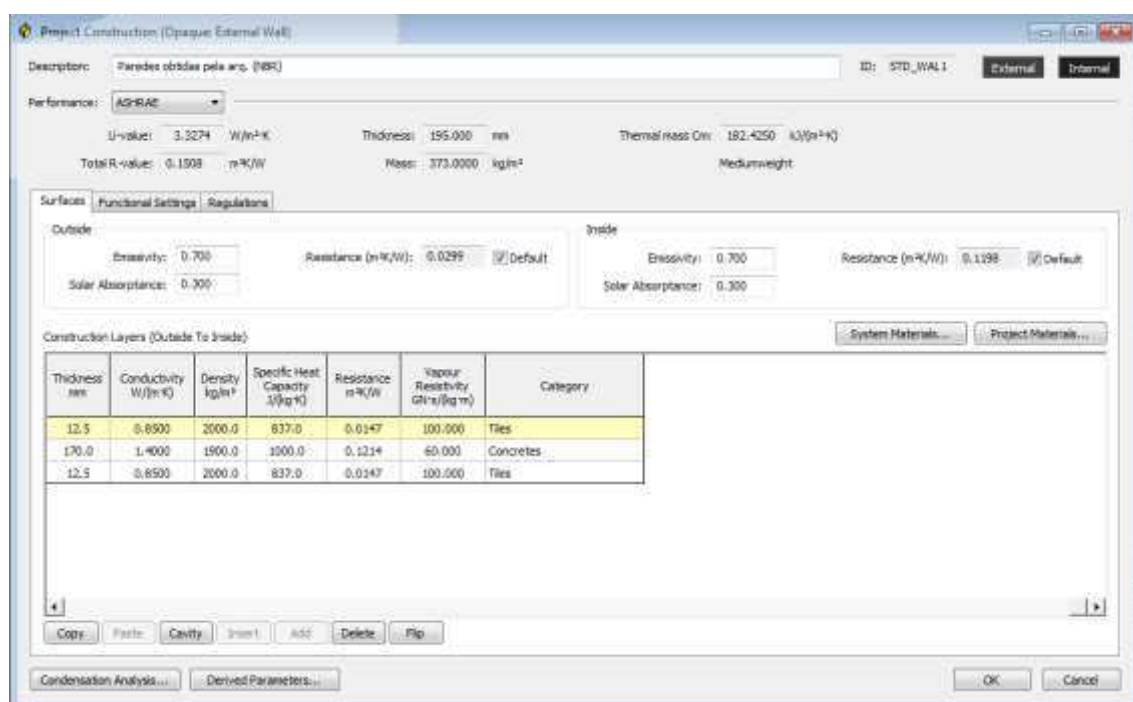
Tabela 6-Propriedades físicas da telha

Camada	C(kJ/Kg°C)	K(W/m°C)	e(mm)	ρ (Kg/m³)
Telha	0,92	0,95	20	1600

Fonte: Autor

Com a observação da planta baixa, podemos analisar que existem janelas, onde entrou-se em contato com a arquitetura e foi informado que o vidro utilizado nos vidros seria o Cool Lite St Green 420 Laminado com espessura de 10mm, transmissão luminosa 19%. As demais características foram retiradas do catálogo em anexo H. A figura 8 demonstra a interface para a definição das características termofísicas dos materiais.

Figura 8-Interface de definição das características termofísicas



Fonte: Autor

4.5. Iluminação

A iluminação dos recintos adiciona carga ao sistema uma vez que dissipa calor ao ambiente. Conforme a planta de iluminação e pontos elétricos fornecidos pela arquitetura obtiveram-se os seguintes dados:

Tabela 7-Potência da iluminação

Ambiente	Total(W)
Recepção Infantil	286
Lounge	294
Recepção Adulta	735
Coleta Infantil	462
Sala de Provas	224
Sala de Provas (menor)	112
Coleta Adulta	56
Triagem	224
Copa	112
T.I	56

Fonte: Autor

O horário de funcionamento do laboratório será o horário em que a iluminação estará ligada. Este foi definido em 07h30min às 18h00min.

A figura 9 demonstra a interface para a definição das cargas geradas pela iluminação.

Figura 9-Interface de definição das cargas de iluminação

The screenshot shows a software interface for defining lighting loads. The fields are as follows:

- Type: Fluorescent Lighting
- Reference: Coleta infantil
- Diversity Factor: 1
- Maximum Sensible Gain: 462.00 Watts
- Maximum Power Consumption: 462.00 Watts
- Radiant Fraction: 0.45
- Name: Electricity Meter 1
- Variation Profile: Semana de Trabalho
- Control Profile: on continuously
- Ballast/driver fraction: 0
- % of convective gain to RA plenum: 20.00 %
- ☒ Allow profile to saturate for loads analysis?

Fonte: Autor

4.6. Ocupação humana

A taxa de ocupação humana também é extremamente importante para o cálculo da carga térmica, incluindo carga de calor sensível, a transpiração e respiração dos ocupantes adiciona carga de calor latente ao ambiente. No projeto em questão a taxa de ocupação foi retirada do *layout* fornecido.

Tabela 8- Taxa de ocupação

Ambiente	Ocupação (pessoas)
Recepção Infantil	41
Lounge	8
Recepção Adulta	41
Coleta Infantil	12
Sala de Provas	7

Sala de Provas (menor)	5
Coleta Adulta	2
Triagem	4
Copa	4
T.I	3

Fonte: Autor

Assim como o horário de funcionamento da iluminação o horário de ocupação deve ser definido, logo, a taxa de ocupação será considerada de 100% no horário de funcionamento do laboratório.

Além da taxa de ocupação do ambiente, outra variável importante é o calor liberado pelas pessoas no recinto, que é dividido em calor sensível e latente bem como sua fração de calor radiante. Essa potência varia de acordo com a atividade realizada pela pessoa no recinto. Podemos obter esses valores na NBR 16401, tabela C.1:

Tabela 9-Calor liberado por pessoas

Atividade	Calor Sensível (W/pessoa)	Calor Latente (W/pessoa)	% Radiante do calor sensível
Moderada/escritório	75	55	60
Sentada/auditório	70	45	60

Fonte: 16401, tabela C.1

A figura 10 demonstra a interface para a definição das cargas térmicas gerado por pessoas.

Figura 10-Interface de definição das cargas geradas por pessoas

The image shows a software interface for defining loads generated by people. It contains several input fields and a checkbox. The fields are: Type (set to 'People'), Reference (set to 'Recepção Infantil'), Diversity Factor (set to '1'), Maximum Sensible Gain (set to '20.00' with unit 'W/person'), Maximum Latent Gain (set to '45.00' with unit 'W/person'), Occupant Density (set to '12.00' with unit 'People'), and Variation Profile (set to 'Semana de Trabalho'). At the bottom, there is a checkbox labeled 'Allow profile to saturate for loads analysis?' which is checked.

Fonte: Autor

4.7 Equipamentos Elétricos

Os equipamentos elétricos utilizados no laboratório estão contidos no *Layout* de pontos elétricos e suas potências dissipadas devem ser adicionadas ao projeto para o cálculo correto da carga térmica.

Na NBR 16401-1, tabela C3 a Tabela C5 (anexo C) são retirados os valores típicos de dissipação de calor para equipamentos elétricos.

Tabela 10-Calor liberado por equipamentos

Ambiente	Equipamento	Potência Dissipada (W)
Recepção Infantil	3 computadores	195 W
Recepção Adulta	3 computadores	195 W
Copa	1 cafeteira	1050(sensível)/450(latente)
T.I	4 computadores	260

Fonte: Autor

O regime de funcionamento será de 100% para o horário de funcionamento do laboratório.

A figura 11 demonstra a interface para definição das cargas geradas pelos equipamentos.

Figura 11-Interface de definição das cargas geradas por equipamentos

The screenshot shows a software interface for defining equipment loads. It contains several input fields and a checkbox. The fields are labeled as follows:

- Type: Computers
- Reference: Computadores Recepção Adult. e infantil
- Diversity Factor: 1
- Maximum Sensible Gain: 195.00 Watts
- Maximum Power Consumption: 195.00 Watts
- Rodent Fraction: 0.22
- Meter: Electricity: Meter 1
- Variation Profile: Semana de Trabalho
- Allow profile to saturate for loads analysis? (checked)

Fonte: Autor

4.8 Vazão de ar exterior

A vazão de ar insuflada é necessária para manter as condições de salubridade nos recintos, uma vez definida, ela mantém a qualidade do ar nos recintos diminuindo assim o risco dos ocupantes obterem contaminação cruzada. A NBR 16401-3 define os valores de vazão volumétrica em litros por segundo conforme seu tipo de ocupação e área. Essa vazão aumenta a capacidade frigorífera, já que o ar vem com entalpia elevada devido a sua temperatura ser a mesma do ambiente externo, logo quanto mais ar exterior for insuflado no ambiente, maior será a potência necessária para retirar o calor.

Existe também outro parâmetro baseado na 2ª portaria da ANVISA nº 3523/98 que fornece a vazão de ar insuflado no recinto condicionado deve ser 27m³/h por pessoa. Seguindo este critério obtemos as seguintes vazões volumétricas nos ambientes. A figura 12 demonstra a interface para adicioná-la a vazão de ar exterior aos ambientes.

Tabela 11-Vazão de ar de renovação nos ambientes

Ambiente	Ocupação	Vazão (m³/h)
Recepção Infantil	41	1107
Lounge	8	216
Recepção Adulta	41	1107
Coleta Infantil	12	324
Sala de Provas	7	189
Sala de Provas (menor)	5	140
Coleta Adulta	2	54
Triagem	4	108
Copa	4	108
T.I	3	81

Fonte: Autor

Outro parâmetro que não se pode ignorar é a taxa de infiltração de ar por frestas de janelas e portas a tabela 8 da NBR 6401 fornece estes valores pelo modo de ajuste das aberturas.

Figura 12-Interface de definição do ar de renovação

System outside air supply ('system air supply' in Vista)

Flow rate

Variation profile 

Supply condition

☒ Include in room/zone loads analysis 

Fonte: Autor

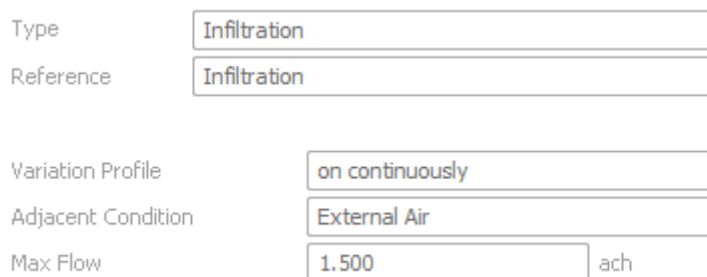
Tabela 12- Infiltração por frestas

Tipo de Abertura	Observação	m³/h por metro de fresta
Janela comum		3
Porta comum	Bem ajustada	6,5
Porta comum	Mal ajustada	13

Fonte: Autor

Como o empreendimento não está totalmente construído e se possui somente a planta baixa e cortes, a NBR 6401 Tabela 8 opção “D” indica um valor mínimo para infiltração de ambientes resfriados de 1,5 renovações de ar por hora, demonstrado na figura 13.

Figura 13-Interface de definição dos valores de infiltração



The image shows a software interface with the following fields and values:

- Type: Infiltration
- Reference: Infiltration
- Variation Profile: on continuously
- Adjacent Condition: External Air
- Max Flow: 1.500 ach

Fonte: Autor

4.9 Método de Dimensionamento dos Dutos

Segundo Hélio Creder, o método da velocidade deve ser usado para pequenos ou em grandes sistemas com poucos dutos e no máximo cinco ou seis bocas. É um método empírico no qual é a velocidade arbitrariamente fixada no ventilador e, com base na experiência, reduzida em sucessivas etapas, onde se utiliza a seguinte equação para determinarmos a área do duto:

$$Q = A \times v$$

Onde:

Q= vazão, mcm

A = área da seção, m²

v = Velocidade, mpm

4.10 O programa simulador empregado

O programa utilizado para a simulação termoenergética da construção é o IESVE. Através do programa é possível determinar a carga térmica para o dimensionamento HVAC, o consumo energético da construção, as condições de contorno de cada zona térmica, e também avaliar a influência de diferentes parâmetros construtivos em termos de conforto térmico e consumo energético.

O IESVE é um programa dinâmico de simulação térmica baseado nos princípios de modelagem matemática dos processos de transferência de calor que ocorrem dentro e ao redor de um edifício. IESVE se qualifica como um modelo dinâmico no sistema CIBSE. O programa fornece um ambiente para a avaliação detalhada de construção e projetos de sistema, permitindo que sejam otimizados em relação aos critérios de conforto e uso de energia.

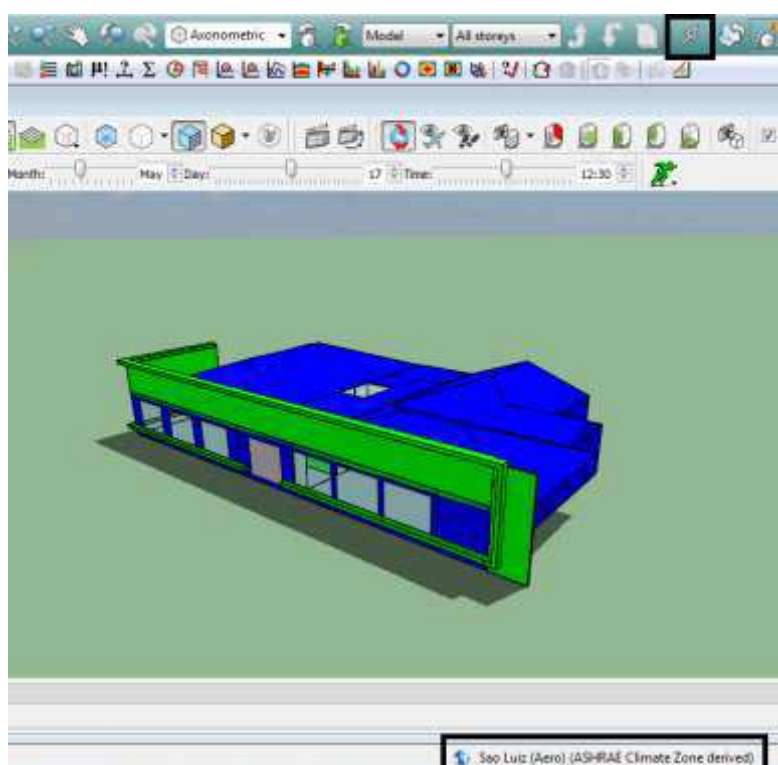
Utilizando esse software, assegura-se que toda energia, em forma de calor, que flui em cada zona é balanceada e leva a solução das equações de balanço de energia com suas superfícies em interação com os meios interno e externo. Assim, as equações do balanço de energia são combinadas com equações da condução de calor através das paredes, pisos e tetos e dados climáticos da região.

5 RESULTADOS

5.1 Calor sensível e total de ar de insuflamento

Em posse de todas as especificações da construção foram inseridas no software para a obtenção da maquete eletrônica vista a seguir a figura 14:

Figura 14-Maquete eletrônica da simulação



Fonte: Autor

Estão demarcados na figura acima a posição do empreendimento em relação ao norte, e o ficheiro climático da cidade de São Luís. A tabela 13 lista as cargas térmicas sensíveis para os cômodos a serem condicionados.

Tabela 13-Cargas térmicas para os cômodos

Ambiente	Carga térmica (kW)	Carga térmica (btu/h)
Recepção Infantil	12,9	44.016,63

Lounge	4,97	16.958,34
Recepção Adulta	15,84	54.048,33
Coleta Infantil	7,10	24.226,21
Sala de Provas	4,3	14.672,21
Sala de Provas (menor)	2,89	9.861,09
Coleta Adulta	1,78	6.073,61
Triagem	2,32	7.916,17
Copa	2,71	9.246,90
T.I	1,8	6.141,85

Fonte: Autor

Conhecida a carga térmica de calor sensível a ser retirada do recinto e as condições de ar interior e de insuflamento, podemos conhecer a quantidade total de ar necessária para o condicionamento dos ambientes utilizando a seguinte equação:

$$Q = \frac{Q_s}{1,20 \times \Delta t}$$

Onde:

Q = Vazão, em m³/s.

Q_s= Carga térmica de Calor sensível, em kW.

Δt= Diferença de temperatura, em °C.

Aplicando a equação obtemos os resultados da vazão de ar de insuflamento na tabela 14:

Tabela 14-Vazão de ar de insuflamento para refrigeração

Ambiente	Vazão de Ar (m ³ /h)
Recepção Infantil	5472
Lounge	2127

Recepção Adulta	6768
Coleta Infantil	3042
Sala de Provas	1800
Sala de Provas (menor)	1238
Coleta Adulta	756
Triagem	993
Copa	1160
T.I	770

Fonte: Autor

5.2 Seleção e posicionamento das evaporadoras e condensadoras

O sistema de climatização VRF (Fluxo de gás refrigerante variável) é um sistema multi-split, onde uma única condensadora é ligada a varias unidades evaporadoras através de um único ciclo de refrigeração.

A grande vantagem está no controle de cada ambiente podendo funcionar independente de acordo com as configurações requisitadas.

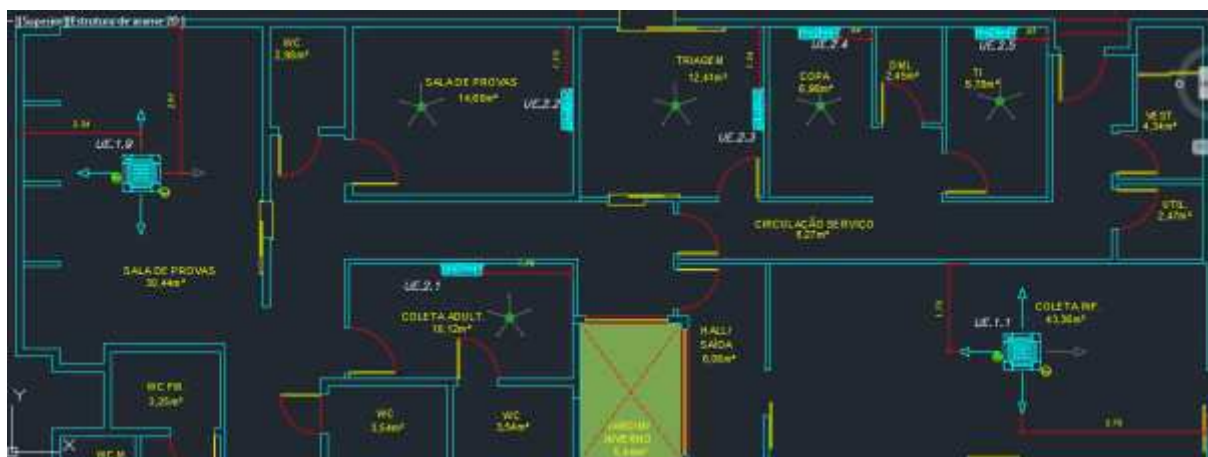
Para as salas com maior quantidade de público foi solicitada a utilização do evaporador Split cassete SkyAir da fabricante DAIKIN atendendo as devidas cargas térmicas dos ambientes condicionados, para as demais salas foram utilizados evaporadoras tipo Split.

As evaporadoras selecionadas estão representadas nas figuras 19 e 20 para melhor visualização, levando em consideração sua capacidade frigorífera e sua vazão de ar máxima contidas nos catálogos técnicos, e foram posicionadas conforme a figura 16 e 17, a ficha técnica dos equipamentos está em anexo I.

Figura 15-Split cassete SkyAir

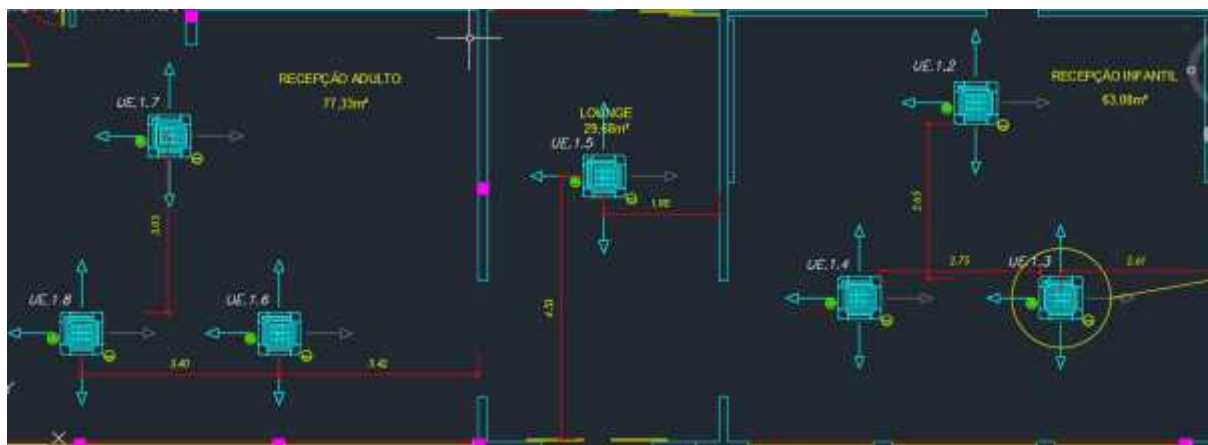


Figura 16-Posição das evaporadoras e difusores



Fonte: Autor

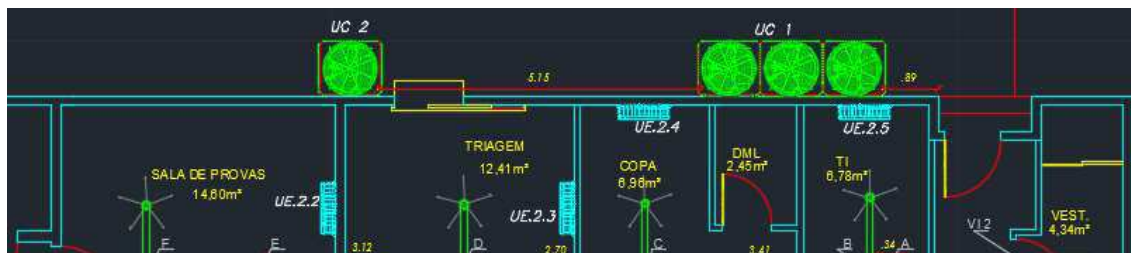
Figura 17-Posição das evaporadoras



Fonte: Autor

Como foi citado acima, com a utilização do sistema VRF podemos ligar uma condensadora para várias unidades evaporadoras, então, foi selecionada uma condensadora que atendas as especificidades das evaporadoras tipo cassete e uma segunda condensadora que atenda a demanda dos splits, as posições das condensadoras estão especificadas na figura 18.

Figura 18-Posição das condensadoras



Fonte: Autor

Foi criada uma tabela com o *software excel* para ajudar na visualização da seleção dos equipamentos, representada pela figura 19 e 20.

Figura 19-Seleção das evaporadoras tipo Cassete e condensadora utilizada

Referência	Localiz. / Esp. Tratado	Marca	Modelo Interior	Tipo	Modelo Exterior	Necessidade de Resfriamento -			Capacidade de Resfriamento -			COP	Vazão de Ar	Vazão de Ar Externo	Velocidade de Seleção	Potência Sonora UE	Potência Sonora UC
						Total			Total								
UE	UC					kW	TR	BTU/h	kW	TR	BTU/h	HP				dB(A)	dB(A)
UE 1.1	UC 1	Coleta Infantil	DAIKIN	Cassete	FCQ42KVL	7,10	2,01	24226,21					3042	324	Baixa	32 a 43	65,0
UE 1.2		Recepção Infantil	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	4,30	1,22	14.672,21					1824	369	Baixa	32 a 43	
UE 1.3		Recepção Infantil	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	4,30	1,22	14.672,21					1824	369	Baixa	32 a 43	
UE 1.4		Recepção Infantil	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	4,30	1,22	14.672,21					1824	369	Baixa	32 a 43	
UE 1.5		Lounge	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	4,97	1,41	16.958,34	45	13	153.853	60,0	2127	216	Baixa	32 a 43	
UE 1.6		Recepção Adulto	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	5,28	1,50	18.016,11					2256	369	Baixa	32 a 43	
UE 1.7		Recepção Adulto	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	5,28	1,50	18.016,11					2256	369	Baixa	32 a 43	
UE 1.8		Recepção Adulto	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	5,28	1,50	18.016,11					2256	369	Baixa	32 a 43	
UE 1.9		Sala de Provas	DAIKIN	Cassete	FCQ30KVL	4,3	1,21	14.603,96					1800	189	Baixa	32 a 43	

Figura 20-Seleção das evaporadoras tipo Split e condensadora utilizada

Referência	Localiz. / Esp. Tratado	Marca	Modelo Interior	Tipo	Modelo Exterior	Capacidade de Resfriamento -			Capacidade de Resfriamento -			COP	Vazão de Ar	Vazão de Ar Externo	Velocidade de Seleção	Potência Sonora UE	Potência Sonora UC
						Total			Total								
						kW	TR	BTU/h	kW	TR	BTU/h						
UE 2.1	UC 2	Coleta Adulto	DAIKIN	Split		1,78	0,50	6073,00				3,55	756	54	Baixa	19 a 26	46
UE 2.2		Sala de Provas(menor)	DAIKIN	Split		2,89	0,82	9861,00				3,45	1238	135	Baixa	19 a 27	
UE 2.3		Triagem	DAIKIN	Split	RHHYQ16AYL	2,32	0,65	7916,00	11,5	3,3	39.237,0	15,42	993	108	Baixa	19 a 26	
UE 2.4		Copa	DAIKIN	Split		2,71	0,77	9246,00				3,55	1160	108	Baixa	19 a 26	
UE 2.5		T.1	DAIKIN	Split		1,8	0,51	6141,00				3,55	770	81	Baixa	19 a 26	

5.3 Dimensionamentos dos dutos de ventilação e seleção dos ventiladores de insuflação

Uma das funcionalidades da evaporadora Daikin cassete Skyair é que quando ligada ao sistema de ventilação, funciona como um aerofuso realizando assim a renovação do ar interno. Para as demais salas que foram utilizadas evaporadoras tipo Split foram selecionadas os difusores tipo Ventidec.

Figura 21-Difusor Ventidec



Fonte: Catálogo Ventidec

Para o dimensionamento do sistema de ventilação optou-se por dividir o sistema, obtendo assim um sistema que atende a recepção infantil, lounge e recepção adulto chamado de V.1 e outro sistema de ventilação que atende o restante dos ambientes condicionados chamado de V.2.

Para o caso em questão o método a ser utilizado para dimensionar os dutos será: **O método da velocidade**

Este método consiste em estabelecer velocidades arbitrárias para cada seção do duto. As velocidades são selecionadas tomando-se valores altos para os trechos próximos ao ventilador, sendo progressivamente reduzidas, de modo que as velocidades mais baixas são na extremidade do sistema. (Mendes, Valdirson).

Existe um adendo, pois em posse das vazões de ar dos sistemas foi pré-selecionado um ventilador do tipo axial Mixvent de insuflação para cada sistema obtendo assim a área inicial dos dutos, e consultando o catálogo técnico obtemos também a área dos dutos de que alimentam as evaporadoras cassete e o difusor ventdec.

Figura 22-Ventilador de insuflação MixVent



Fonte: Catálogo Mixvent

5.3.1 Sistema V.1

5.3.1.1 Dimensionamento dos dutos do sistema V.1

A tabela 15 especifica as áreas obtidas nos catálogos técnicos dos equipamentos:

Tabela 15- Bitolas dos equipamentos utilizados no sistema V.1

Equipamento	Diâmetro (m)	Área (m ²)
Mixvent 4000/355	0,355	0,098
Cassete	0,150	0,0177

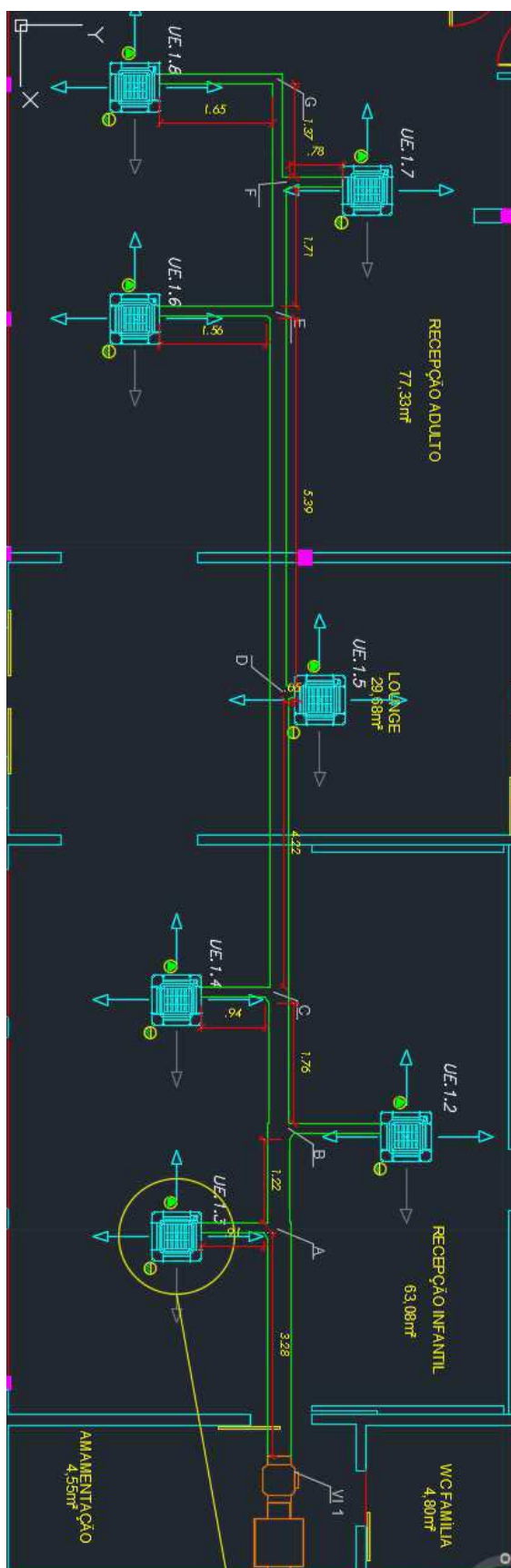
Fonte: Autor

Com os valores das vazões de ar exterior obtidos na tabela 14, e utilizando as velocidades recomendadas para dutos principais e ramais contidos na tabela 3 da NBR 6401 (anexo F), basta aplicar a equação 11 do fluxo de ar para obtermos a área do duto.

Tabela 16-Vazão de ar para o sistema V.1

Sistema	Vazão (m ³ /h)	Vazão (m ³ /min)
V.1	2430	40,5

Figura 23-Sistema de ventilação V.1



A tabela 17 lista as vazões, velocidade, área e diâmetro de cada trecho do duto principal.

Tabela 17-Dimensionamento do duto principal

Trecho	Vazão (m³/m)	Velocidade (m/min)	Velocidade (m/s)	Área (m²)	Diâmetro (m)
Vent-A	40,5	413	6,88	0,098	0,355
A-B	34,35	405	6,75	0,0848	0,328
B-C	28,2	397	6,61	0,0711	0,301
C-D	24,6	389	6,48	0,0632	0,283
D-E	18,45	377	6,28	0,0490	0,249
E-F	12,3	362	6,03	0,0340	0,208
F-G	6,15	347	5,78	0,0177	0,150

Fonte: Autor

Na tabela 18 foi calculada a dimensão dos ramais, levando em conta as informações contidas na tabela 15.

Tabela 18-Dimensões dos ramais

Trecho	Vazão (m³/m)	Velocidade (m/min)	Velocidade (m/s)	Diâmetro (m)
U.E 1.8 – G	6,15	347	5,78	0,150
U.E 1.7 – F	6,15	347	5,78	0,150
U.E 1.6 – E	6,15	347	5,78	0,150
U.E 1.5 – D	3,6	203	3,28	0,150
U.E 1.4 – C	6,15	347	5,78	0,150
U.E 1.2 – B	6,15	347	5,78	0,150
U.E 1.3 – A	6,15	347	5,78	0,150

5.3.1.2 Perda de Carga do sistema V.1

A perda de carga deve ser calculada para a correta seleção dos ventiladores de insuflação, sendo obtida pela soma das perdas de carga do percurso mais longo do duto, observando na figura 23, temos que, o trecho mais longo estende-se do ventilador de insuflação até a unidade evaporadora 1.8, onde os pontos A,B,C,D,E e F são definidos como transição com registro e o ponto G é definido como joelho reto com guias, e das perdas nos filtros e difusores.

Tabela 19-Perda de carga no trecho mais longo

Trecho	Comp.(m)	Veloc.(m/min)	Diam.(m)	ΔP linear(mm C.A/m)	ΔP (mm C.A)
Vent – A	3,28	413	0,355	0,159	0,52
A –B	1,22	405	0,328	0,182	0,22
B-C	1,76	397	0,301	0,197	0,35
C-D	4,22	389	0,283	0,199	0,84
D-E	5,39	377	0,249	0,203	1,09
E-F	1,71	362	0,208	0,214	0,37
F-G	1,37	347	0,150	0,278	0,38
G- U.E 1.8	1,65	347	0,150	0,278	0,46
				Total	4,24

Fonte: Autor

Para calcular a perda de carga nos elementos foi utilizada a equação 16 para determinar a perda dinâmica em seguida foi utilizada a tabela em anexo G para determinar a perda de carga nos elementos, demonstrada na tabela 20.

Tabela 20-Perda de carga nos elementos

Trecho	Elemento	Pv(mm C.A)	ΔP (mm C.A)
A	Transição com registro	2,9	0,87
B	Transição com registro	2,79	0,84
C	Transição com registro	2,68	0,8
D	Transição com registro	2,57	0,77
E	Transição com registro	2,41	0,72
F	Transição com registro	2,23	0,67
G	Joelho reto com palhetas (Raio duplo)	2,04	0,41
Total			5,08

Fonte: Autor

Foi consultado o catálogo técnico das evaporadoras cassete SkyAir sendo constatado que a perda de carga é de 2,4mm C.A, outro dados que temos que levar em consideração é a perda com filtro, de acordo com a 2ª portaria da ANVISA nº 3523/98, para preservar a captação de ar externo livre de possíveis fontes poluentes externas que apresentem riscos à saúde humana e dotá-la no mínimo de filtro classe G1, como se trata de um ambiente de cunho hospitalar foi utilizado um filtro de classe G3 encontrado no mercado cujo a perda de carga é 3,8 mm C.A. Sendo assim obtermos o cálculo da perda na rede.

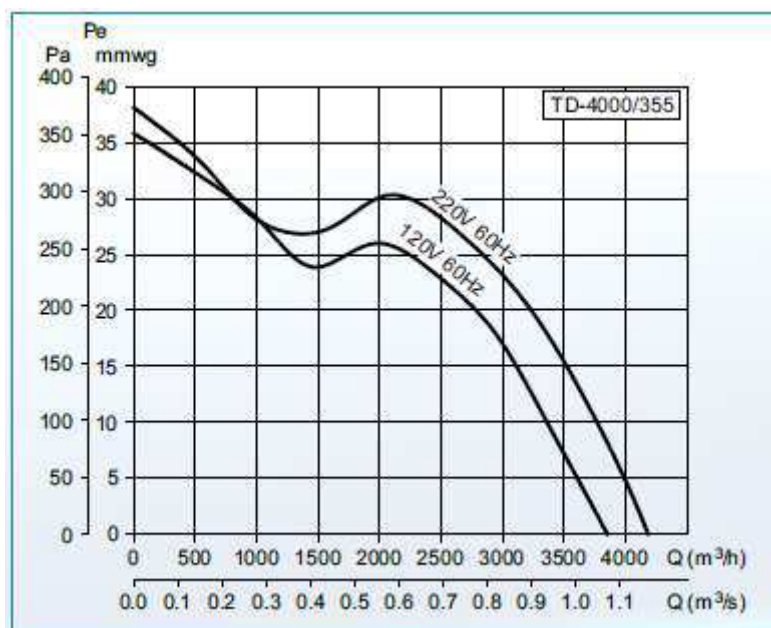
Tabela 21-Cálculo da perda na rede

Pd(mmC.A)	Pe(mmC.A)	Pa(mmC.A)	Pf(mmC.A)	Ptot(mmC.A)	Ptot(Pa)
4,24	5,08	2,4	3,8	15,52	152,19

Fonte: Autor

Foi observado que o ventilador de insuflação pré-selecionado modelo Mixvent-axial TD 4000-355 atende as especificações de perda de carga do sistema como observado no gráfico retirado do catálogo técnico, figura 24:

Figura 24-Especificação perda de carga mixvent



Fonte: Catálogo Técnico Mixvent

Foi elaborada uma planilha no software *Excel* para a melhor visualização da seleção do equipamento, representado na figura 25.

Figura 25-Especificação do modelo selecionado

Referência	Espaço Tratado	Marca	Modelo	Tipo	Vazão	Perda de Carga		Rotação	Velocidade Descarga		Tensão
					m ³ /h	mmca	Pa		m/s	V-Ph-Hz	
VI - 1	Recepção Infantil/A duto e Lounge	OTAM - S&P	TD 4000/355	MixVent Axial	2430	15,52	152,19	1530	6,8	220V-60Hz	

Fonte: Autor

5.3.2 Sistema V2

5.3.2.1 Dimensionamento dos dutos do sistema V.2

A tabela 22 especifica as áreas obtidas nos catálogos técnicos dos equipamentos:

Tabela 22- Bitola dos equipamentos utilizados no sistema V.2

Equipamento	Diâmetro (mm)	Área (m ²)
Mixvent 1300/250	250	0,049
Cassete	150	0,0177
Difusor Ventidec	100	0,0078

Fonte: Autor

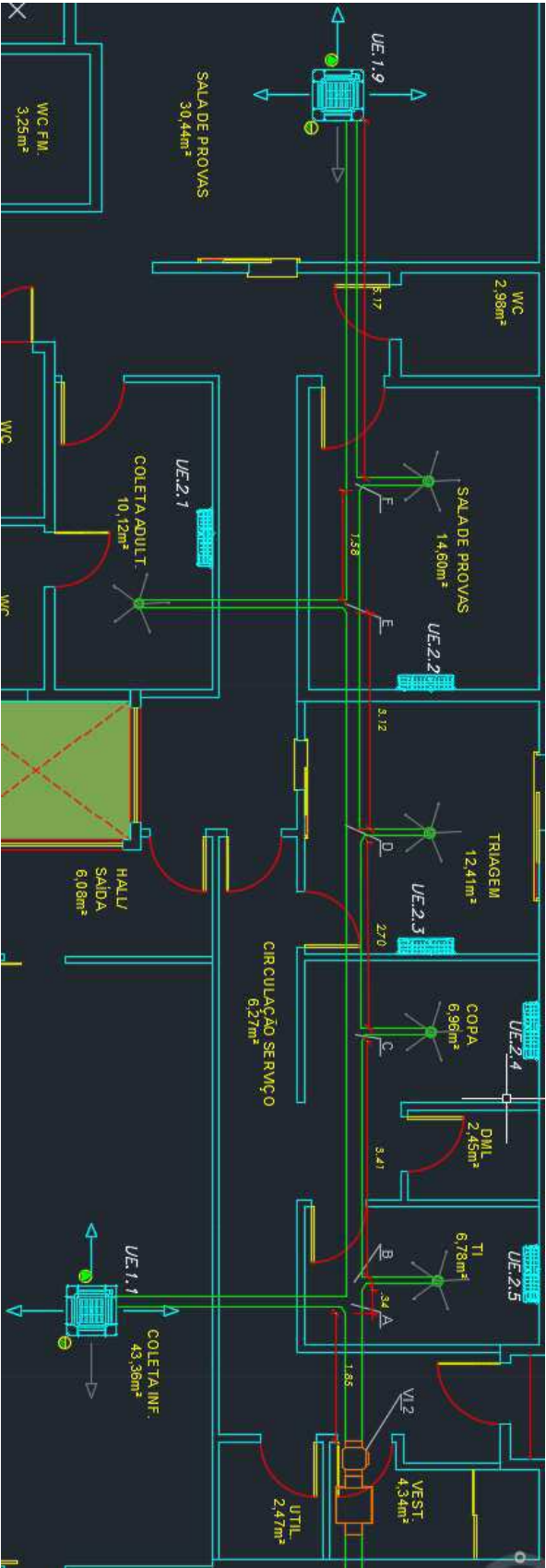
Com os valores das vazões de ar exterior obtidos na tabela 14, e utilizando as velocidades recomendadas para dutos principais e ramais contidos na tabela 3 da NBR 6401 (anexo F), basta aplicar a equação 11 do fluxo de ar para obtermos a área do duto.

Tabela 23- Vazão de ar para o sistema V.2

Sistema	Vazão (m ³ /h)	Vazão (m ³ /min)
V.2	999	16,65

Fonte: Autor

Figura 26-Sistema de ventilação V.2



Fonte: Autor

A tabela 24 lista o as vazões, velocidade, área e diâmetro de cada trecho do duto principal.

Tabela 24-Dimensionamento do duto principal

Trecho	Vazão (m ³ /min)	Velocidade (m/min)	Velocidade (m/s)	Área (m ²)	Diâmetro (m)
Vent-A	16,65	340	5,66	0,0490	0,250
A-B	11,25	272	4,43	0,0414	0,230
B-C	9,9	245	4,08	0,0404	0,226
C-D	8,1	225	3,75	0,0360	0,214
D-E	6,3	207	3,45	0,0304	0,196
E-F	5,4	195	3,25	0,0277	0,187
F-U.E 1.9	3,15	179	2,98	0,0176	0,150

Fonte: Autor

Em seguida foi calculada a dimensão dos ramais, levando em conta as informações contidas na tabela 22.

Tabela 25-Dimensões dos ramais

Trecho	Vazão (m ³ /min)	Velocidade (m/min)	Velocidade (m/s)	Diâmetro (m)
A- U.E 1.1	5,4	305	5,08	0,150
B- Ventidec	1,35	173	2,88	0,100
C-Ventidec	1,8	231	3,85	0,100
D-Ventidec	1,8	231	3,85	0,100
E-Ventidec	0,9	115	1,91	0,100
F-Ventidec	2,25	288	4,8	0,100

Fonte: Autor

5.3.2.2 Perda de carga do sistema V.2

Assim como no sistema V.1, a perda de carga deve ser calculada para a correta seleção dos ventiladores de insuflação, sendo obtida pela soma das perdas de carga do percurso mais longo do duto, observando na figura 26, temos que, o trecho mais longo estende-se do ventilador de insuflação até a unidade evaporadora 1.9, onde os pontos A, B, C, D, E e F são definidos como transição com registro, e das perdas nos filtros e difusores.

Tabela 26-Perda de carga no trecho mais longo

Trecho	Comp.(m)	Veloc. (m/min)	Diam.(mm)	ΔP linear (mmC.A/m)	Δp (mm C.A)
Vent-A	1,85	340	0,250	0,176	0,32
A-B	0,34	272	0,230	0,129	0,04
B-C	3,41	245	0,226	0,098	0,34
C-D	2,70	225	0,214	0,087	0,23
D-E	3,12	207	0,196	0,085	0,27
E-F	1,58	195	0,187	0,077	0,12
F-U.E 1.9	5,17	179	0,150	0,094	0,49
				Total	1,82

Fonte: Autor

Para calcular a perda de carga nos elementos foi utilizada a equação 16 para determinar a perda dinâmica em seguida foi utilizada a tabela em anexo G para determinar a perda de carga nos elementos, representado na tabela 27.

Tabela 27-Perda de carga nos elementos

Trecho	Elemento	Pv (mm C.A)	ΔP (mm C.A)
A	Transição com registro	1,96	0,59
B	Transição com registro	1,25	0,38

C	Transição com registro	1,02	0,31
D	Transição com registro	0,86	0,26
E	Transição com registro	0,72	0,22
F	Transição com registro	0,64	0,19
		Total	1,94

Fonte: Autor

Assim como no sistema V1, foi consultado o catálogo técnico das evaporadoras cassete SkyAir sendo constatado que a perda de carga é de 2,4mm C.A, outro dados que temos que levar em consideração é a perda com filtro, de acordo com a 2ª portaria da ANVISA nº 3523/98, para preservar a captação de ar externo livre de possíveis fontes poluentes externas que apresentem riscos à saúde humana e dotá-la no mínimo de filtro classe G1, como se trata de um ambiente de cunho hospitalar foi utilizado um filtro de classe G3 encontrado no mercado cujo a perda de carga é 3,8 mm C.A. Sendo assim obtermos o cálculo da perda na rede representado na tabela 28.

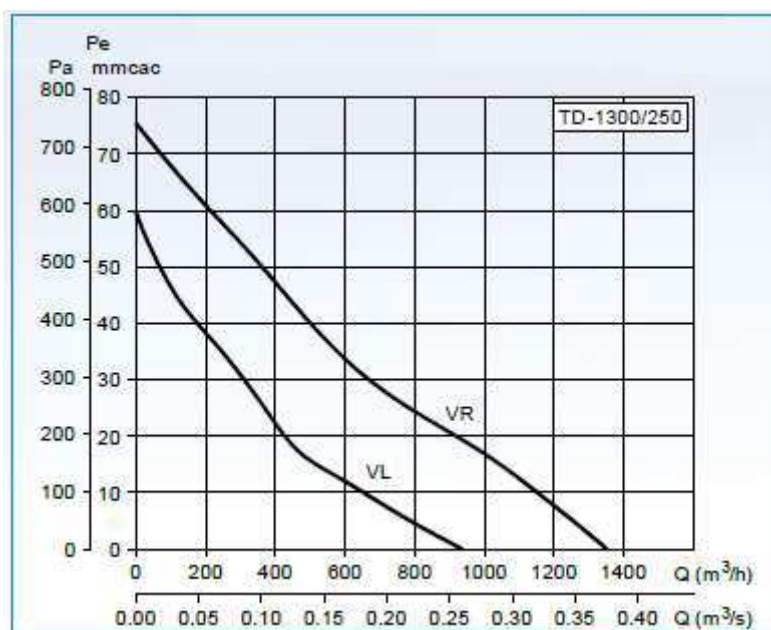
Tabela 28-Cálculo da perda na rede

Pd(mmC.A)	Pe(mmC.A)	Pa(mmC.A)	Pf(mmC.A)	Ptot(mmC.A)	Ptot(Pa)
1,82	1,94	2,4	3,8	9,96	97,67

Fonte: Autor

Foi observado que o ventilador de insuflação pré-selecionado modelo Mixvent-axial TD 1300-250 atende as especificações de perda de carga do sistema como observado no gráfico retirado do catálogo técnico, representado na figura 27:

Figura 27-Especificação perda de carga mixvent



Fonte: Catálogo técnico Mixvent

Foi elaborada uma planilha no software *Excel* para a melhor visualização da seleção do equipamento, representada na figura 28.

Figura 28-Especificação do modelo selecionado

Referência	Espaço Tratado	Marca	Modelo	Tipo	Vazão		Perda de Carga		Rotação	Velocidade Descarga		Tensão
					m ³ /h	mmca	Pa		rpm.	m/s		V-Ph-Hz
VI - 2	Coleta Inf., T.I., Copa, Triagem, Coleta Adult., Sala de Provas.	OTAM - S&P	TD 1300/250	MixVent Axial	999	9,96	97,671		1750	5,6		220V-60Hz

Fonte: Autor

6 DISCUSSÃO

Atualmente a preocupação com eficiência energética está cada vez maior, de acordo com dados do PROCEL, os sistemas de ar condicionado em edificações geram cerca de 40 a 60% do consumo de energia. Outro quesito muito importante diz respeito à qualidade do ar, no Brasil tivemos um fato marcante que foi a morte do ex-ministro Sergio Motta, que veio a óbito por infecção pulmonar em 1998 em virtude da falta de manutenção do equipamento de ar condicionado, dando início ao controle mais rigoroso no que diz respeito à qualidade do ar.

Como o projeto tem como o objetivo de dimensionar um sistema de ar condicionado e ventilação visando à eficiência energética e a qualidade do ar interior, para resultados precisos foram utilizados o software de carga térmica IESVE onde é criada uma maquete eletrônica da edificação introduzindo suas características termofísicas podendo assim simular as condições externas e internas e obter resultados fidedignos listados na tabela 13.

Com posse das devidas cargas térmicas partimos para a seleção dos equipamentos de refrigeração, onde após uma vasta pesquisa, foram selecionados os modelos com sistema VRF, e os aparelhos *inverter* que seriam de utilização no projeto, sendo selecionados para os ambientes com mais ocupação de clientes a evaporadora Cassete Daikin Skyair e para as demais salas utilizamos aparelhos splits, respeitando suas capacidades térmicas de resfriamento e sua vazão máxima de ar de insuflação. Em seguida foram selecionadas as condensadoras, uma atendendo as evaporadoras tipo cassete com 64 HP e a segunda com 16 HP atendendo a demanda dos splits como demonstrado na figura 19 e 20.

Após a seleção e posicionamento das evaporadoras e condensadoras, partimos para o dimensionamento dos dutos de ventilação, onde se optou pela criação de dois sistemas de ventilação o sistema V1 e V2, sendo o sistema V1 atendendo a recepção infantil, lounge e recepção adulta e o sistema V2 atendendo os demais ambientes condicionados. Foram utilizados os valores da 2ª portaria da ANVISA nº 3523/98 para a obtenção da vazão de ar de insuflação nos cômodos, como demonstrado na tabela 11. Com posse desses valores foi selecionado os ventiladores de insuflação mixvent axial, uma vantagem desse tipo de aparelho é seu tamanho reduzido, como visto na figura 7, acarretando assim na seleção deste tipo de ventilador de insuflação. O dimensionamento dos dutos de insuflação foi calculado utilizando o método da velocidade, onde determinamos valores da velocidade para as seções dos dutos,

foi utilizada a tabela 13 da NBR 6401 que lista as velocidades recomendadas e máximas para os dutos principais e ramais, como pode ser visto nas tabelas de dimensionamento.

Em relação aos difusores, uma vantagem do Cassete SkyAir é que quando o aparelho é ligado a um sistema de ventilação ele funciona como um difusor realizando assim a renovação de ar, por recomendação do fabricante a taxa de ar externo não pode ser superior a 30% a vazão ar de insuflação de resfriamento sob pena de geração de ruídos, as figuras 19 e 20 de seleção de evaporadoras e condensadoras demonstram que este valor foi respeitado, nos cômodos utilizando splits foi utilizado o difusor ventdec que é ligado diretamente ao sistema de ventilação.

7 CONCLUSÃO

O insuflamento de ar para o recinto depende da carga térmica a ser retirada (resfriamento) ou colocada (aquecimentos). Determinam-se as condições do ambiente, que varia com a região, e o tipo de atividade que ele se destina e o tempo de permanência das pessoas no recinto. Determinando a carga térmica do sistema pode-se fazer uma melhor escolha para os equipamentos de umidificação ou desumidificação e resfriamento.

O cálculo de carga térmica para conforto e dimensionamento de dutos não possui cálculos complexos, mas apresentam uma grande quantidade de dados a serem determinados o que demanda tempo, tempo esse que foi reduzido com ajuda do programa IESVE.

O presente trabalho consistiu não só em obter resultados exatos do ponto de vista teórico para determinação da carga térmica e as dimensões de duto ar para recinto, mas também a seleção de equipamentos que sejam eficientes e que supram a demanda de trabalho.

PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Ao longo do trabalho surgiram algumas propostas a serem instaladas no empreendimento:

- Utilização de manta térmica na laje
- Sistema de exaustão nos banheiros

REFERENCIAS

NORMAS

ANVISA–Agência Nacional de Vigilância Sanitária. **Resolução – RE/ANVISA nº 9, de 16 de janeiro de 2003.**Dispõe sobre padrões referenciais de qualidade do ar interior, em ambientes de uso público e coletivo. Brasília: Diário Oficial da União, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-2: **Desempenho térmico de edificações Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações.** Rio de Janeiro, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-1: **Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos e instalações.** Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-2: **Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico.** Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-3: **Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 3: Qualidade de ar interior.** Rio de Janeiro, 2008.

LIVROS

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado.** RJ:LTC, 2004

STOECKER, Wilbert F. JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado.** Ed. McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1985

MENDES, Valdirson P. **Ar Condicionado,** Apostila, São Luís – UEMA, 2005.

MATOS, R. S. **Climatização** Refrigeração e Climatização. Setor de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Paraná

MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Portaria nº 3.523, de 28 de agosto de 1998.** Dispõe sobre Ar Condicionado. Brasília: Diário Oficial da União, 1998, Seção I, P40-42.

PENA, S. M. **Sistemas de ar condicionado e refrigeração.** Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Eletrobrás/Procel:CEPEL,2002

CATÁLOGOS

Catálogo de Produtos Cebrace - <http://www.cebrace.com.br/#!/downloads/catalogos-de-produtos>

Catálogo evaporadora cassette Daikin SkyAir
<http://www.daikin.com.br/static/uploads/conteudos/produtos/171017040445000000.pdf>

Catálogo condensadora Daikin
<http://www.daikin.com.br/static/uploads/conteudos/produtos/170523081235000000.pdf>

Catálogo Mixvent Solerpalau
http://www.solerpalau.com.br/public/files/folders/9e0fbpt_td_mixvent.pdf

ANEXOS

Anexo A - Coeficiente de condutividade térmica dos materiais

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Argamassas			
argamassa comum	1800-2100	1,15	1,00
argamassa de gesso (ou cal e gesso)	1200	0,70	0,84
argamassa celular	600-1000	0,40	1,00
Cerâmica			
tijolos e telhas de barro	1000-1300	0,70	0,92
	1300-1600	0,90	0,92
	1600-1800	1,00	0,92
	1800-2000	1,05	0,92
Fibro-cimento			
placas de fibro-cimento	1800-2200	0,95	0,84
	1400-1800	0,65	0,84
Concreto (com agregados de pedra)			
concreto normal	2200-2400	1,75	1,00
concreto cavernoso	1700-2100	1,40	1,00
Concreto com pozolana ou escória expandida com estrutura cavernosa (ρ dos inertes ~750 kg/m³)			
com finos	1400-1600	0,52	1,00
	1200-1400	0,44	1,00
sem finos	1000-1200	0,35	1,00
Concreto com argila expandida			
dosagem de cimento > 300 kg/m ³ , ρ dos inertes > 350 kg/m ³	1600-1800	1,05	1,00
	1400-1600	0,85	1,00
	1200-1400	0,70	1,00
	1000-1200	0,46	1,00
dosagem de cimento < 250 kg/m ³ , ρ dos inertes < 350 kg/m ³	800-1000	0,33	1,00
	600-800	0,25	1,00
	< 600	0,20	1,00
concreto de vermiculite (3 a 6 mm) ou perlite expandida	600-800	0,31	1,00
fabricado em obra	400-600	0,24	1,00
dosagem (cimento/areia) 1:3	700-800	0,29	1,00
dosagem (cimento/areia) 1:6	600-700	0,24	1,00
	500-600	0,20	1,00
concreto celular autoclavado	400-500	0,17	1,00
Gesso			
projetado ou de densidade massa aparente elevada	1100-1300	0,50	0,84
placa de gesso; gesso cartonado	750-1000	0,35	0,84
com agregado leve (vermiculita ou perlita expandida)			
dosagem gesso:agregado = 1:1	700-900	0,30	0,84
dosagem gesso:agregado = 1:2	500-700	0,25	0,84
Granulados			
brita ou seixo	1000-1500	0,70	0,80
argila expandida	< 400	0,16	
areia seca	1500	0,30	2,09
areia (10% de umidade)	1500	0,93	
areia (20% de umidade)	1500	1,33	
areia saturada	2500	1,88	
terra argilosa seca	1700	0,52	0,84

Anexo A - Coeficiente de condutividade térmica dos materiais
(continuação)

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Impermeabilizantes			
membranas betuminosas	1000-1100	0,23	1,46
asfalto	1800	0,43	0,92
asfalto	2300	1,15	0,92
betume asfáltico	1000	0,17	1,46
Isolantes térmicos			
lã de rocha	20-200	0,045	0,75
lã de vidro	10-100	0,045	0,70
poliestireno expandido moldado	15-35	0,040	1,42
poliestireno extrudado	25-40	0,035	1,42
espuma rígida de poliuretano	30-40	0,030	1,67
Madeiras e derivados			
madeiras com densidade de massa aparente elevada	800-1000	0,29	1,34
carvalho, freijó, pinho, cedro, pinus	600-750	0,23	1,34
	450-600	0,15	1,34
	300-450	0,12	1,34
aglomerado de fibras de madeira (denso)	850-1000	0,20	2,30
aglomerado de fibras de madeira (leve)	200-250	0,058	2,30
aglomerado de partículas de madeira	650-750	0,17	2,30
	550-650	0,14	
placas prensadas	450-550	0,12	2,30
	350-450	0,10	2,30
placas extrudadas	550-650	0,16	2,30
compensado	450-550	0,15	2,30
	350-450	0,12	2,30
aparas de madeira aglomerada com cimento em fábrica	450-550	0,15	2,30
	350-450	0,12	2,30
	250-350	0,10	2,30
palha (capim Santa Fé)	200	0,12	
Metais			
aço, ferro fundido	7800	55	0,46
alumínio	2700	230	0,88
cobre	8900	380	0,38
zinco	7100	112	0,38
Pedras (incluindo junta de assentamento)			
granito, gneisse	2300-2900	3,00	0,84
ardósia, xisto	2000-2800	2,20	0,84
basalto	2700-3000	1,60	0,84
calcários/mármore	> 2600	2,90	0,84
outras	2300-2600	2,40	0,84
	1900-2300	1,40	0,84
	1500-1900	1,00	0,84
	< 1500	0,85	0,84
Plásticos			
borrachas sintéticas, poliamidas, poliésteres, polietilenos	900-1700	0,40	
polimetacrílicos de metila (acrílicos) policloreto de vinila (PVC)	1200-1400	0,20	
Vidro			
vidro comum	2500	1,00	0,84

Fonte: NBR 15220 – Desempenho térmico de edificações

Anexo B- Calor liberado por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

Fonte: NBR 16401-1 tabela c.1 – Instalações centrais de ar- condicionado

Anexo C – Calor liberado por equipamentos

Computadores	Uso contínuo W	Modo economizador W
Computadores		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
Monitores		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

Fonte: NBR 16401-1 Tabela C.3 – Instalações centrais de ar- condicionado

Impressoras e copiadoras	Uso contínuo W	1 página por minuto W	Ligada, em espera W
Impressoras a laser			
De mesa, pequena	130	75	10
De mesa	215	100	35
De escritório, pequena	320	160	70
De escritório, grande	550	275	125
Copiadoras			
De mesa	400	85	20
De escritório	1 100	400	300

Fonte: NBR 16401-1 Tabela C.4 – Instalações centrais de ar- condicionado

Equipamentos diversos	Potência máxima W	Dissipação recomendada W
Caixas registradoras	60	48
Máquinas de fax	15	10
Máquinas de café (10 xícaras)	1 500	1 050 sensível 450 latente
Máquinas de venda de bebidas refrigeradas	1 150 a 1 920	575 a 960
Máquinas de venda de salgadinhos	240 a 275	240 a 275
Bebedouros refrigerados	700	350

Fonte: NBR 16401-1 Tabela C.5 – Instalações centrais de ar- condicionado

Anexo D – Calor liberado pela iluminação

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação LUX	Potência dissipada W/m²
Escritórios	Fluorescente	1000	40
Lojas	Fluorescente	1000	50
Residências	Incandescente	300	30
Supermercados	Fluorescente	1000	35
Barbearias e salões de beleza	Fluorescente	500	20
Cinemas e teatros	Incandescente	60	15
Museus e bibliotecas	Fluorescente	500	45
	Incandescente	500	70
Restaurantes	Fluorescente	150	15
	Incandescente	150	25
Bancos	Fluorescente	1000	35
Auditórios:			
a) Tribuna	Incandescente	1000	50
b) Platéia	Incandescente	500	30
c) Sala de espera	Incandescente	150	20
Hotéis:			
a) Banheiros	Incandescente	150	25
b) Corredores	Incandescente	100	15
c) Sala de leitura	Fluorescente	500	45
	Incandescente	500	70

Fonte: NBR 6401 – Instalações centrais de ar- condicionado

ANEXO E – Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ² ^a
		F _p L/s* pess.	F _a L/s* m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s* m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s* m ²	
Comércio varejista								
Supermercado de alto padrão	8	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado de padrão médio	10	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado popular	12	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Mall de centros comerciais	40	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Lojas (exceto abaixo)	15	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Salão de beleza e/ou barbearia ^b	25	10	0,6	12,5	0,8	15,0	0,9	--
Animais de estimação ^b	10	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	4,5
Lavanderia "self-service"	20	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Edifícios de escritórios								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com média densidade	14	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com alta densidade	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala de reunião	50	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
CPD (exceto impressoras)	4	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala impressoras, copiadoras	--	--	--	--	--	--	--	2,5
Sala digitação	60	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
"Call center"	60	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Bancos								
Bancos (área do público)	41	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Caixa forte	5	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--

Fonte: NBR 16401-3

Anexo F – Velocidade recomendadas para dutos de ar

Designação		Recomendadas (m/s)			Máximas (m/s)		
		Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios industriais	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios industriais
Tomadas de ar exterior ⁽⁴⁾		2,50	2,50	2,50	4,00	4,50	6,00
Serpentinas(1)	Resfriamento	2,25	2,50	3,00	2,25	2,50	3,60
	Aquecimento	2,25	2,50	3,00	2,50	3,00	7,50
Lavadores de ar	- Borrifador	2,50	2,50	2,50	3,50	3,50	3,50
	- alta velocidade	-	-	9,00	-	-	9,00
Descarga do ventilador	mín.	5,00	6,50	8,00	-	-	-
	máx.	8,00	10,00	12,00	8,50	11,00	14,00
Dutos principais	mín.	3,50	5,00	6,00	-	-	-
	máx.	4,50	6,50	9,00	6,00	8,00	10,00
Ramais horizontais	mín.	-	3,00	4,00	-	-	-
	máx.	3,00	4,50	5,00	5,00	6,50	9,00
Ramais verticais	mín.	-	3,00	-	-	-	-
	máx.	2,50	3,50	4,00	4,00	6,00	8,00

Fonte: NBR 6401 – Instalações centrais de ar- condicionado

Anexo G – Valor coeficiente perda de carga

Ângulo reto – $0,8 \times P_v$
 Curvadas – $0,3 \times P_v$
 Razo duplo – $0,2 \times P_v$

JOELHO RETO COM PALHETAS

CURVA 90°

Relação R/L	Perda de carga
0,25	$1,50 \times P_v$
0,5	$0,75 \times P_v$
0,75	$0,50 \times P_v$
1,0	$0,25 \times P_v$
1,2	$0,20 \times P_v$
1,5	$0,16 \times P_v$
1,75	$0,14 \times P_v$
2,0	$0,12 \times P_v$

CURVA 90° COM PALHETAS

Relação R/L	Perda de carga
0,25	$1,75 \times P_v$
0,5	$0,80 \times P_v$
0,75	$0,55 \times P_v$
1,0	$0,35 \times P_v$
1,2	$0,25 \times P_v$
1,5	$0,18 \times P_v$
1,75	$0,15 \times P_v$
2,0	$0,12 \times P_v$

CURVA 45°

A - Perda de carga – $0,5 \times P_v$
 B - Perda de carga – $0,10 \times P_v$

Registro de venezianas
 Perda de carga – $1,0 \times P_v$

Venezianas externas no tempo
 60% área livre
 Perda de carga – $1,5 \times P_v$

Transição com registro
 Perda de carga – $0,30 \times P_v$

Perda de carga – $1,0 \times P_v$

GRELHAS E REGISTROS

Grelhas – $1,2 \times P_v$
 Registros – $1,5 \times P_v$

PLACAS

Perda de carga – $0,5 \times P_v$

ELIMINADORES

3 peças

Perda de carga – $1,0 \times P_v$

Transição

$A_1/A = 2$	– $0,08 \times P_v$
$A_1/A = 1,75$	– $0,08 \times P_v$
$A_1/A = 1,5$	– $0,10 \times P_v$
$A_1/A = 1,25$	– $0,12 \times P_v$
$A_1/A = 1$	– $0,15 \times P_v$
$A_1/A = 0,75$	– $0,20 \times P_v$
$A_1/A = 0,50$	– $0,75 \times P_v$
$A_1/A = 0,25$	– $1,20 \times P_v$

Fonte: Helio Creder 2004, pág. 146.

Anexo H – Propriedades dos vidros

Produtos		Cool Lite ST											
		120		136		158		420		436		467	
Aspecto Externo		Silver		Silver Gray		Neutral		Green		Green		Light Green	
Espessuras		3 mm, 4 mm, 6 mm, 8 mm e 10 mm						3,15 mm, 4 mm, 6 mm, 8 mm e 10 mm					
Medida		3,21 m x 2,20 m											
Tipo de Vidro: laminado ou insulado		Vidro Insulado	Vidro Laminado	Vidro Insulado	Vidro Laminado	Vidro Insulado	Vidro Laminado	Vidro Insulado	Vidro Laminado	Vidro Insulado	Vidro Laminado	Vidro Insulado	Vidro Laminado
Fatores Luminosos	Transmissão Luminosa %	18	21	33	38	52	62	15	19	28	34	50	63
	Reflexão Luminosa Externa %	32	30	23	19	21	14	25	25	18	17	18	12
	Reflexão Luminosa Interna %	29	22	22	12	23	12	29	22	22	12	23	11
Transmissão Energética	Transmissão Energética %	13	17	25	30	42	49	9	12	16	22	30	41
	Absorção Energética %	62	57	56	54	41	39	77	72	73	67	59	51
	Fator Solar	0,21	0,30	0,33	0,42	0,50	0,58	0,17	0,29	0,25	0,37	0,39	0,53
	Coefficiente de Sombreamento	0,24	0,35	0,38	0,40	0,57	0,67	0,20	0,33	0,29	0,43	0,44	0,61
Transmissão Térmica	Valor U - W/m².k	2,6	5,6	2,7	5,6	2,8	5,6	2,6	5,6	2,7	5,6	2,8	5,6
Seletividade		0,86	0,70	1,00	0,90	1,04	1,07	0,88	0,66	1,12	0,92	1,28	1,19

Fonte: Catálogo Cebrace

Anexo I – Catálogo Cassete

Modelo	Nome do Conjunto		-	-
	Unidade Interna		FCQ30KVL	FCQ36KVL
	Unidade Externa		RZR30LUVL	RZR36LUVL
	Painel Decorativo			
Capacidade de Resfriamento* ¹ (mín.-max.)	kW		9,1 (4,3-9,6)	10,5 (5,0-11,2)
	Btu/h		31.000 (14.700-32.800)	36.000 (17.100-38.200)
Capacidade de Aquecimento (mín.-max.)	kW		-	-
	Btu/h		-	-
Fonte de Alimentação				
Consumo de Energia - Resfriamento*	kW		2,19	2,87
COP	W/W		4,04	3,39
Unidade Interna			FCQ30KVL	FCQ36KVL
Cor do Painel Decorativo* ³		-		
Vazão de Ar (max.-mín.)	m ³ /h		1920/1200	
	cfm		1.130/706	
Nível de Ruído (alto/baixo)* ²	dB(A)		43/32	

Fonte: Catálogo Daikin